

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

## **Pneumatický regulátor polohy válce**

## **Pneumatic Regulator of a Roller Position**

Student:

Jakub Hejda

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Miroslav Burián

Ostrava 2016

## Zadání bakalářské práce

Student: **Jakub Hejda**  
Studijní program: **B2341 Strojírenství**  
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**  
Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**  
Téma: **Pneumatický regulátor polohy válce**  
**Pneumatic Regulator of a Roller Position**

Jazyk vypracování: **čeština**

### Zásady pro vypracování:

Navrhněte pneumatické nastavení polohy válce při navíjení papíru, nebo skleněné vaty, aby nedocházelo k nerovnoměrnému navíjení na jednu stranu. Navrhněte konstrukci a proveďte popis zařízení a možné varianty řešení. Proveďte pevnostní kontrolu nastavení polohy válce pro zadané parametry:

- maximální průměr role 1500 mm, maximální šířka 2200 mm,
- vnější průměr tyče pro navíjení 250 mm,
- otáčky válce pro max. průměr role 36 ot / min.

Nakreslete sestavu celého zařízení a výrobní výkres určeného dílu.

### Seznam doporučené odborné literatury:

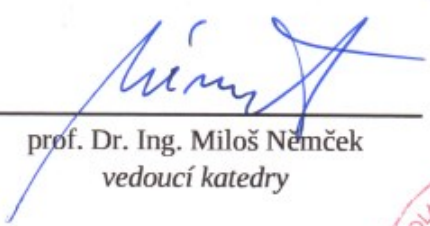
1. Bolek, A.; Kochman, J. Části strojů I. Praha: SNTL, 1989. 775s. ISBN 80-03-00046-7
2. Kaláb, K. Části a mechanismy strojů pro bakaláře, Části spojovací. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. 90s. ISBN 978-80-248-1290-8
3. Leinveber, J.; Vávra, P. Strojnické tabulky. Albra-pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2006. 914s. ISBN 80-7361-033-7
4. Normy, katalogy, prospekty a www-stránky k dané problematice


Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Miroslav Burián**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016

  
prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry

  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty



### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě:.....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠBTUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:.....

.....

podpis

Jméno a příjmení autora:

Jakub Hejda

Adresa trvalého pobytu autora:

Dědinka 4. 783 83 Troubelice

## **PODĚKOVÁNÍ**

Rád bych poděkoval Ing. Miroslavu Buriánovi za cenné rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích a vypracování bakalářské práce.

V Ostravě:.....

.....

podpis studenta

## ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

HEJDA, J. *Pneumatický regulátor polohy válce: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2016, 35 s. Vedoucí práce: BURIÁN, M.

Bakalářská práce se zaměřuje na návrh pneumatického regulátoru polohy papírenského válce při navíjení papíru. V úvodu je nastíněno použití pneumatických mechanismů a popis konkrétní fáze výroby papíru, kde je regulování aplikováno. Další část práce se věnuje výhodám a nevýhodám použití pneumatiky a podrobnějšímu popisu provedení regulovaných papírenských navíječů v praxi. Následuje samotný konstrukční návrh navíjeného válce s pneumaticky regulovatelným ramenem pro zadané parametry. Je proveden pevnostní výpočet navrhnuté části zařízení. Výsledkem práce je konstrukční návrh papírenského zařízení, kde je aplikována pneumatická regulace. Hlavní přílohu tvoří výkresová dokumentace.

## ANNOTATION OF THESIS

HEJDA, J. *Pneumatic Regulator of a Roller Position: bachelor thesis*. Ostrava: VSB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2016, 35 p. Thesis head: BURIÁN, M.

The Bachelor thesis deals with the design of a pneumatic regulator of a papermaking roller position during paper winding. In the introduction part there are discussed the use of the pneumatic mechanisms and description of specific papermaking stage, where the regulation is applied. Next part of the thesis deals with advantages and disadvantages of pneumatic uses and detailed description of papermaking winders in industry. The following part focuses on the winding roller construction with a pneumatic adjustable arm. The arm is designed for specified parameters. The strength examination is made for designed device parts. The result of the thesis is the construction proposal of the papermaking device, using pneumatic regulation. The annex part is mainly composed of the technical drawing documentation.

# OBSAH

## SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

ÚVOD .....	1
1 PRINCIP ČINNOSTI NAVÍJEČEK V PRAXI .....	2
1.1 Umístění navíjeného válce .....	3
1.2 Prvotní návin papíru .....	4
1.3 Konečná podoba papírové role.....	5
2 PNEUMATICKÉ MECHANISMY V PAPÍRENSTVÍ.....	7
2.1 Regulace polohy válce při navíjení .....	8
3 ZVOLENÉ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ.....	9
4 NAVÍJENÝ VÁLEC .....	10
4.1 Výpočet maximální zátěže .....	11
4.2 Zvolené uložení ložisek.....	12
4.3 Výpočet reakcí v ložiskách .....	12
4.4 Kontrola životnosti zvoleného ložiska .....	14
5 PŘÍTLAČNÁ RAMENA A REGULACE .....	17
5.1 Výpočet času návinu .....	19
5.2 Určení síly v pneumatickém pístu.....	20
5.2.1 Vzorový výpočet síly v pístu pro polohu 0 .....	21
5.3 Volba pneumatického pístu .....	22
5.4 Kontrola a návrh čepu pneumatického pístu .....	24
6 BRZDNÝ MECHANISMUS .....	26
6.1 Výpočet potřebné síly v pístu.....	27
6.2 Kontrola pera v brzdém kotouči.....	30
7 SENZORY.....	31
7.1 Volba senzoru.....	31
8 ZÁVĚR.....	32
POUŽITÁ LITERATURA.....	33
SEZNAM PŘÍLOH .....	35

## SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

Symbol	Význam	Jednotka
$a_1, a_{SKF}$	součinitele SKF pro výpočet trvanlivosti ložiska	-
$a_r, b_r$	délky částí přitlačného ramene	mm
$a_v$	vzdálenost podpory od počátku navíjené role	mm
$b$	šířka pera	mm
$b_1$	délka brzdného ramene	mm
$b_2'$	délka mezi podporou a působišťem brzdné síly	mm
$b_p$	přibližná tloušťka papíru	mm
$b_{rč}$	délka čepu v přitlačném rameni	mm
$b_v$	šířka navinuté role	mm
$c_r$	vzdálenost působišťe síly $F_p$ od osy y	mm
$d$	vnitřní průměr ložiska	mm
$d_{čp}$	průměr čepu	mm
$d_{kh}$	průměr konce hřídele navíjeného válce	mm
$d_m$	střední průměr ložiska	mm
$d_{nt}$	průměr tyče pro navíjení	mm
$d_p$	průměr pístnice regulace	mm
$f_{bm}$	součinitel tření brzdného materiálu	-
$h$	výška pera	mm
$k_s$	součinitel bezpečnosti pro návrh čepu	-
$l_1, l_2$	výpočtové délky mezi reakcemi v navíjeném válci	mm
$l_{č}$	výpočtová délka čepu	mm
$l_{oč}$	délka čepu pod kloubovou hlavici	mm
$l_p$	délka pera	mm
$l_v$	vzdálenost reakcí navíjeného válce	mm
$l_x$	vzdálenost podpory pístu od působišťe síly $F_{pMAX}$	mm
$m_c$	celková výpočtová hmotnost	kg
$m_r$	hmotnost maximálního průměru papírové role	kg
$m_v$	výpočtová hmotnost navíjeného válce	kg
$n_k$	otáčky maximálního průměru role	min <sup>-1</sup>
$n_z$	otáčky navíjeného válce na počátku navíjení	min <sup>-1</sup>
$n_{\emptyset}$	průměrné otáčky za celou dobu návínu	min <sup>-1</sup>



$o_{pn}$	potřebný počet otáček k plnému navinutí válce	-
$p$	exponent rovnice trvanlivosti ložiska	-
$p_{\check{c}}$	tlak v čepu	MPa
$p_d$	dovolený tlak v čepu	MPa
$p_D$	dovolený tlak v peru	MPa
$p_p$	potřebný provozní tlak pístu regulace	bar
$p_{pb}$	potřebný provozní tlak v pístu brzdy pro zabrzdění	bar
$p_{pMAX}$	maximální potřebný provozní tlak pístu regulace	bar
$t$	hloubka drážky pro pero v hřídeli	mm
$t_1$	hloubka drážky pro pero v náboji	mm
$t_{1ot}$	průměrný čas jedné otáčky navíjeného válce	s
$t_b$	požadovaný brzdny čas	s
$t_v$	výsledný průměrný čas návínu	s
$v_0$	obvodová rychlost navíjeného válce	$m \cdot s^{-1}$
$B$	šířka ložiska	mm
$C$	základní dynamická únosnost ložiska	N
$C_o$	základní statická únosnost ložiska	N
$D$	vnější průměr ložiska	mm
$D_{bk}$	průměr brzdného kotouče	mm
$D_p$	průměr pístu regulace	mm
$D_{rMAX}$	maximální průměr navinuté role	mm
$F_1$	síla na bok drážky pro pero	N
$F_{bp}$	potřebná síla v pístu brzdy	N
$F_{bpx}, F_{bpy}$	složky síly $F_{bp}$ v ose x a y	N
$F_{GMAX}, Q$	maximální zatížení působící na podpory	N
$F_{GMIN}$	minimální zatížení působící na podpory	N
$F_{G\emptyset}$	průměrné zatížení působící na podpory během návínu	N
$F_{Nb}$	normálová síla působící na osu brzdného kotouče	N
$F_{Nbx}, F_{Nby}$	složky síly $F_{Nb}$ v ose x a y	N
$F_{pi}$	síla působící v pístu regulace v určité poloze ramene	N
$F_{pix}, F_{piy}$	složky síly $F_{pi}$ v ose x a y	N
$F_{pMAX}$	maximální síla v pístu regulace podle zvoleného tlaku	N
$F_{při}$	přítlačná síla vyvozená ramenem regulace v určité poloze	N

$F_{přix}, F_{přiy}$	složky síly $F_{při}$ v ose x a y	N
$F_{Tb}$	tečná síla působící na brzděný kotouč	N
$I_o$	moment setrvačnosti k ose válce	kg · m <sup>2</sup>
$L_{10}$	základní trvanlivost ložiska	mil ot
$L_{10h}$	trvanlivost v provozních hodinách	hod
$L_{nm}$	základní trvanlivost ložiska dle SKF	mil ot
$L_{nmh}$	trvanlivost v provozních hodinách dle SKF	hod
$M$	zrychlující moment	N · m
$M_B$	brzdny moment	N · m
$M_k$	krouticí moment	N · m
$M_{oMAX}$	maximální ohybový moment v čepu	N · m
$NV$	navíjený válec	-
$P_u$	mezní únavové zatížení	N
$P_v$	výsledné zatížení působící na ložisko	N
$R_b$	výsledná reakce v podpoře brzdného mechanismu	N
$R_{bx}, R_{by}$	složky reakce $R_b$ v ose x a y	N
$R_e$	mez kluzu materiálu	MPa
$R_r$	výsledná reakce v podpoře ramene regulace	N
$R_{rx}, R_{ry}$	složky reakce $R_r$ v ose x a y	N
$R_{vAy}$	reakce v podpoře A navíjeného válce osy y	N
$R_{vAy\emptyset}$	průměrná reakce v podpoře A navíjeného válce osy y	N
$R_{vBy}, R_{vBx}$	reakce v podpoře B navíjeného válce osy x a y	N
$R_{vBy\emptyset}$	průměrná reakce v podpoře B navíjeného válce osy y	N
$S_1$	plocha boku drážky pro pero namáhaná tlakem	mm <sup>2</sup>
$V_r$	objem papírové role	mm <sup>3</sup>
$W_o$	modul průřezu v ohybu	mm <sup>3</sup>
$\alpha_1$	úhel působení síly $F_{Nb}$ na osu brzdného kotouče	°
$\alpha_3$	úhel působení síly $F_{bp}$ na rameni brzdného mechanismu	°
$\alpha_{pi}$	úhel působení síly $F_p$ na osu x ramena regulace v poloze i	°
$\alpha_{při}$	úhel působení síly $F_{při}$ na osu x ramena regulace v poloze i	°
$\alpha_{Ri}$	úhel působení reakce $R_r$ na osu x v poloze i	°
$\varepsilon_k$	úhlové zpomalení potřebné k zabrzdění válce	rad · s <sup>-2</sup>
$\eta_c$	součinitel znečištění	-
$\kappa$	viskozitní poměr	-

$\nu, \nu_1$	kinematická viskozita	$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
$\rho_r$	hustota papíru	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
$\sigma_o$	napětí v ohybu	MPa
$\omega_k$	úhlová rychlost maximálního průměru role	$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$

## ÚVOD

Pneumatické mechanismy jsou v posledních 20 letech značně rozšířeny v důsledku automatizace celé řady výrobních operací. V dnešní době jsou již nedílnou součástí automatizované výroby v papírenském průmyslu.

Jednou z fází papírenské výroby, kde je použita pneumatická regulace, je nastavení polohy přitlačnými pákami. Jedná se o polohu válce navíjeného vůči válci nosnému. V této fázi výroby se odvíjí hotový pás papíru z papírenského stroje. Pás papíru je rovnán a veden přes nosný válec poháněný elektromotorem. Papír je následně navíjen na navíjený válec. Navíjený válec udržuje otáčky odvozené přitlakem od nosného válce. Plně navinutý do požadovaného průměru se dále zpracovává pomocí převíjecích a řezacích strojů.

Přitlačné páky jsou ovládány pneumaticky a navzájem mechanicky propojeny. Toto propojení zajišťuje jejich vzájemnou polohu a stejnoměrný chod. Navíc lze regulovat přitlak na každou páku samostatně. Možnost samostatné regulace je velmi důležitá pro rovnoměrné vedení papíru a zajištění přesného navinutí role. Přitlačné páky jsou opatřeny mosazným kolečkem přitlačeným na nerotující část navíjeného válce. Tato část se pomalu odvaluje po vedení rámu s nabývajícím průměrem papírové role.

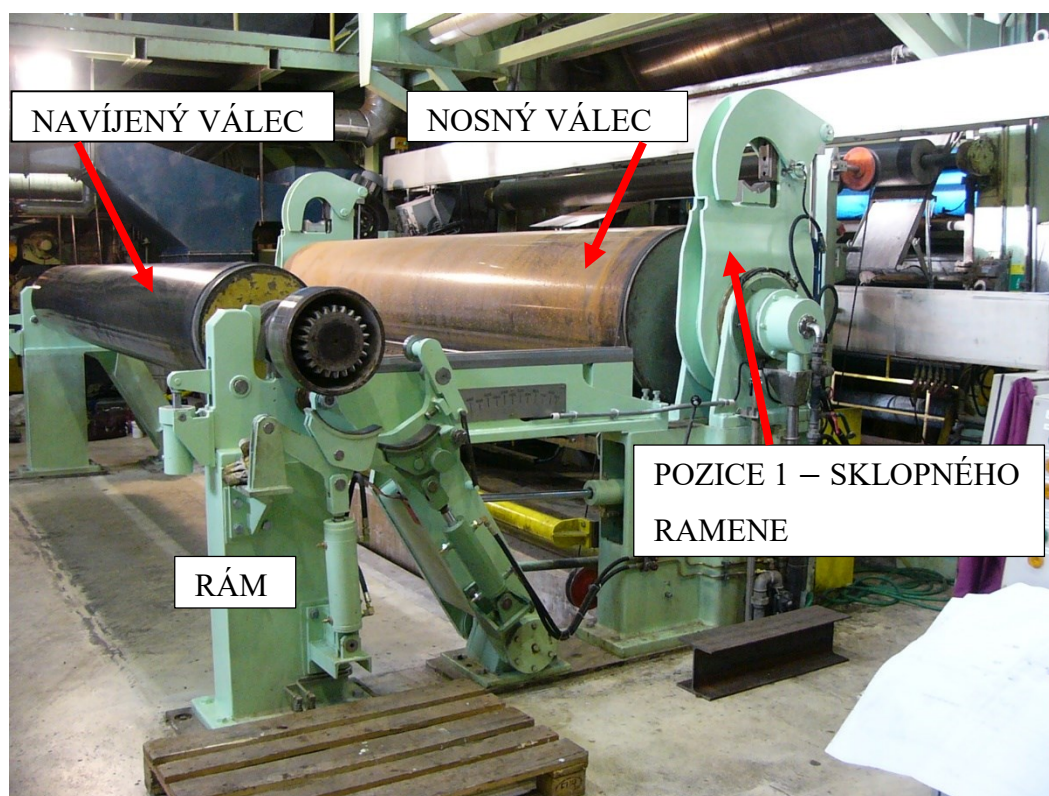
Bakalářská práce se zabývá problémem návrhu určité části zařízení, kde je použito pneumatické regulace. Konkrétně u přitlačných pák. Dále také dalšími prvky zajišťujícími rovnoměrné navinutí role. Konstrukce musí zajistit možnost navinutí role do požadovaného průměru  $D_{rMAX} = 1500 \text{ mm}$ , o průměru tyče pro navíjení  $d_{nt} = 250 \text{ mm}$ . Šířka pásu papíru vedeného přes nosný válec odpovídá šířce navinuté role a to  $b_v = 2200 \text{ mm}$ . Otáčky válce pro maximální průměr role  $n_k = 36 \text{ min}^{-1}$ . Dle zadání je zpracován výkres sestavy celého zařízení a navíjeného válce. Dále výrobní výkres válcového ložiskového domku.

## 1 PRINCIP ČINNOSTI NAVÍJEČEK V PRAXI

Navíječky slouží k navinutí již hotového pásu papíru (skelné vaty) na navíjený válec (dále jen NV), který se dále zpracovává na řezacích a převíjecích strojích. Jedná se pouze o „mezikrok“ v poslední fázi výroby papíru. Role papíru, navinutá na NV, neopustí výrobní halu. Při zjištění nedokonalosti je nutno vadný pás papíru uříznout a nový papír opět navést na válec.

Pás papíru je veden z papírenského stroje přes napínací a sušící válce až na válec nosný. Na nosný válec, poháněný elektromotorem, vstupuje pás hotového papíru již srovnaný a ve finální podobě. NV umístěný na rámu, opatřeného vodícími lištami, udržuje otáčky přitlakem k válci nosnému.

V praxi se uvažuje dokonalá vzájemná poloha těchto válců, pro zajištění rovnoměrného navinutí papíru. Na obrázcích 1.1, 1.2, 1.3 a 1.4 je navíječka mimo provoz. NV proto není přitlačen k nosnému válci a zařízení není opatřeno bezpečnostními prvky.



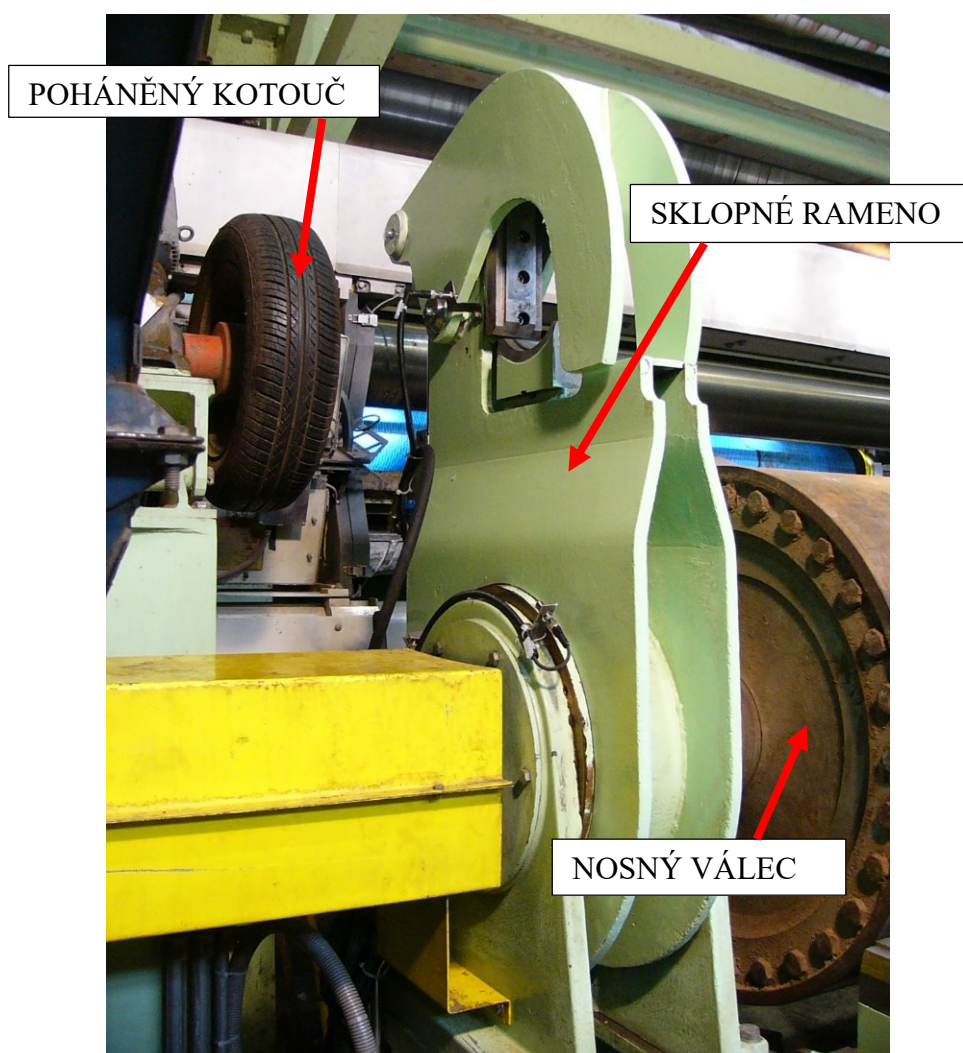
*Obr. 1.1 – Navíječka mimo provoz, pohled 1 [18]*

## 1.1 Umístění navíjeného válce

Navíjený válec je nejprve uchycen ve sklopných ramenech viz obr. 1.2, umístěných nad nosným válcem v pozici 1 na obr. 1.1. V této pozici je NV roztočen na určené otáčky. Výsledkem je dosažení přibližně stejné úhlové rychlosti, jakou má nosný válec. NV je roztáčen pomocí poháněného kotouče v horní části navíječky znázorněného na obr. 1.2.

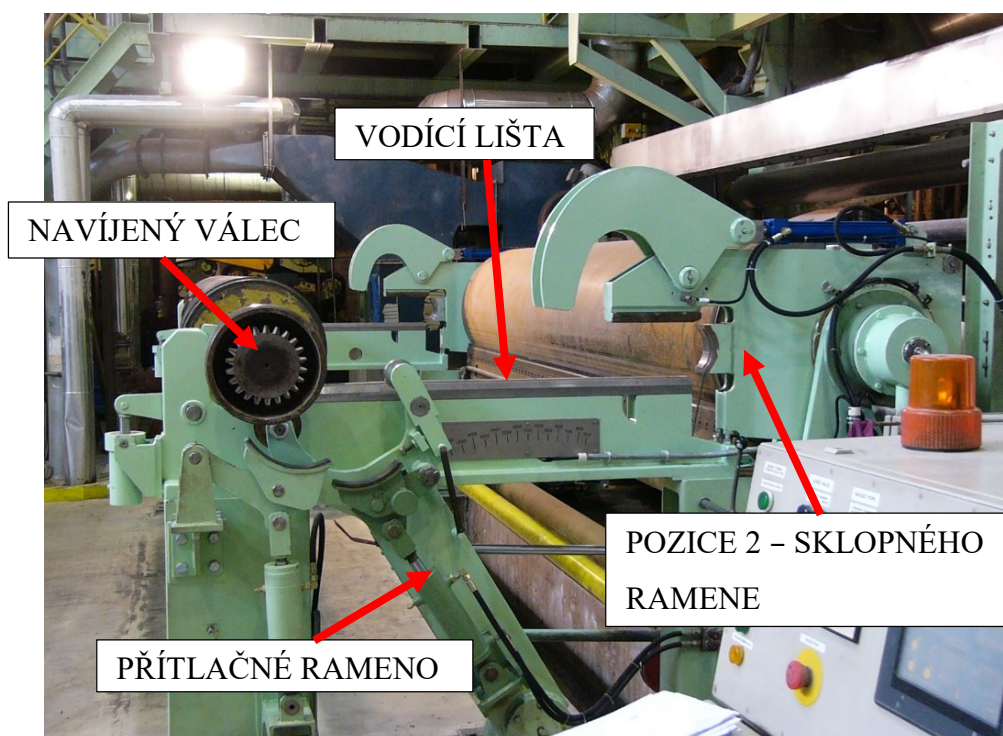
Sklopné ramena se následně sklopí do vodorovné polohy, viz pozice 2 na obr. 1.3. Po dosažení této polohy uvolní NV na vodící lišty. Ten je následně přitlačen k nosnému válci pomocí přitlačných ramen viz obr. 1.3. Takto přitlačený NV udržuje otáčky odvozené přitlakem k nosnému válci.

Místo sklopných ramen lze použít speciální závěsné háky, výhodnější pro válce větších délek a průměrů. Nevýhodou je pomalejší a nepřesnější uvedení NV na vodící lišty.



*Obr. 1.2 – Detail sklopného ramene [18]*





*Obr. 1.3 – Navíječka mimo provoz, pohled 2 [18]*

## 1.2 Prvotní návin papíru

Jakmile je NV přitlačen k nosnému válci, je nutno navést pás papíru tak, aby se začal rovnoměrně navíjet. To je uskutečněno vzduchovými tryskami, které jsou umístěny ve spodní části navíječky, viz obr. 1.4. Pás papíru lze částečně uvést na válec i ručně, pomocí dřevěných tyčí.

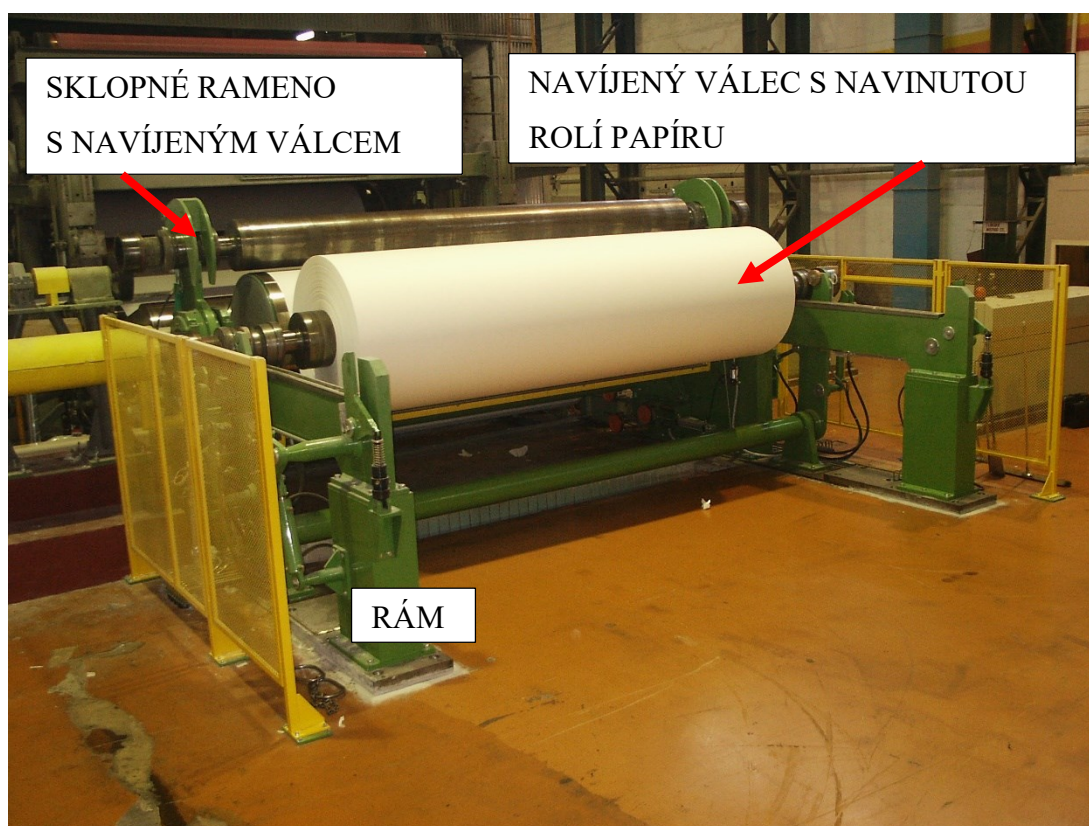


*Obr. 1.4 – Pohled na vzduchovou dutinu [18]*

### 1.3 Konečná podoba papírové role

Po navinutí role do požadovaného průměru je NV odtlačen od nosného válce a pás papíru je přeříznut pomocí řezacích nožů. NV je následně zabrzděn brzdou, umístěnou na přítlačném ramenu nebo na rámu navíječky.

Plně navinutý a zabrzděný NV je zdvižen z vodících lišt pomocí závěsných háků a následně přemístěn na převíjecí a řezací stroje pro další úpravy role.



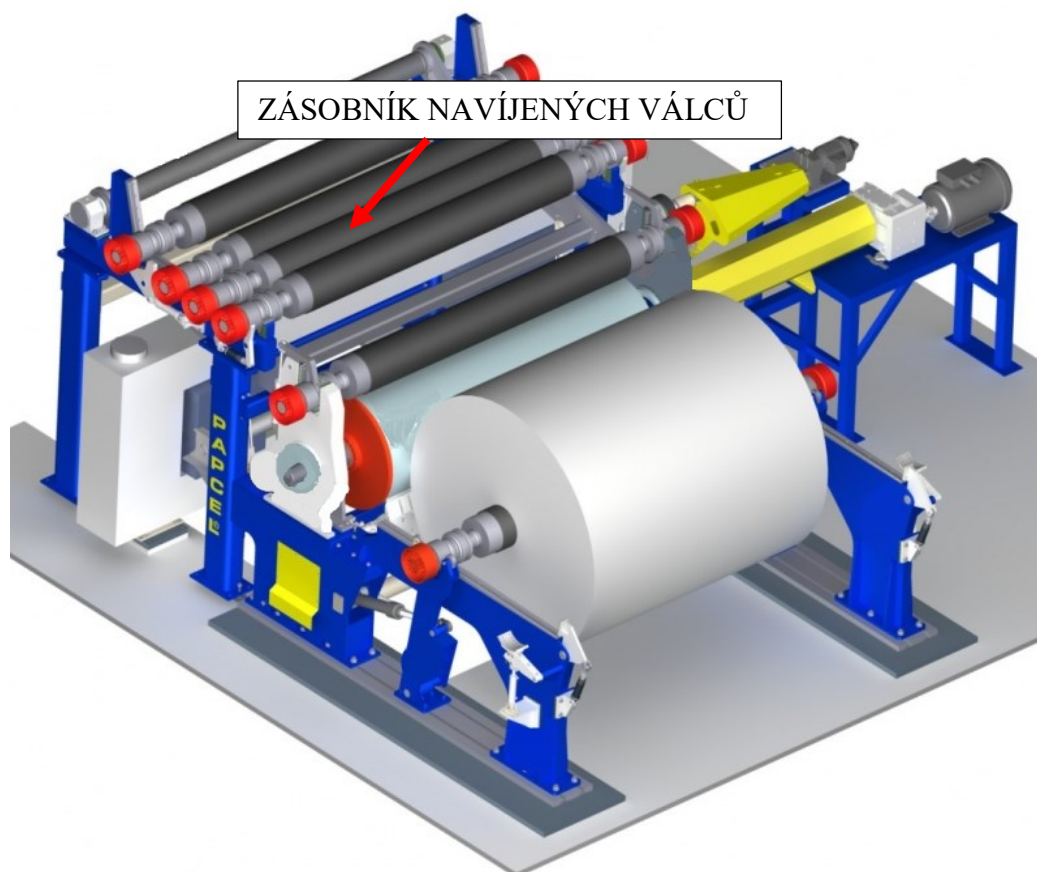
*Obr. 1.5 – Navíječka v provozu, pohled 1 [18]*

Na obrázku 1.5 je patrné vinutí pásu papíru, jdoucího přes nosný válec. Přítlačné rameno opatřené mosaznými kroužky tlačí na NV. Před dovinutím role do maximálního průměru je možné předem připravit další NV ve sklopných ramenech. Takto se docílí zrychlení celého procesu navíjení.

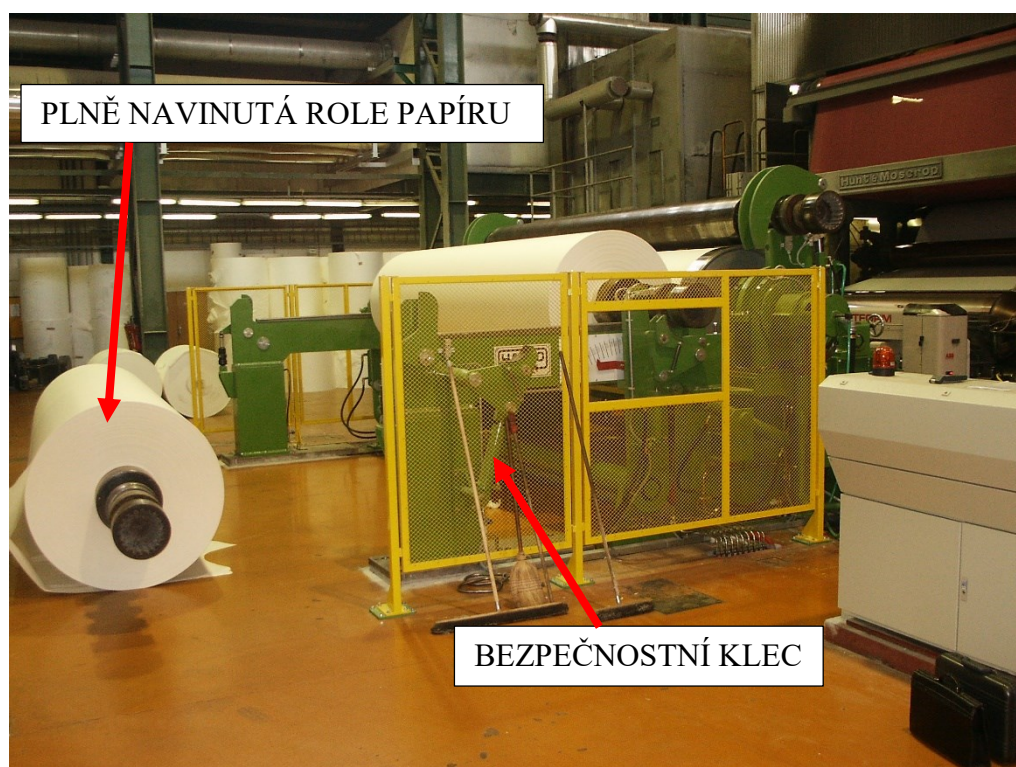
Celý proces lze navíc automatizovat pomocí automatického podavače NV do sklopných ramen. Nutný je zásobník obsahující dostatečný počet NV viz obr. 1.6. Synchronizaci odnímání a přidávání NV lze docílit vysoké rychlosti a efektivity výroby.

Pro zamezení styku obsluhy s nebezpečnými částmi stroje, je navíječka opatřena bezpečnostní klecí viz obr. 1.7.





*Obr. 1.6 – Navíječka s automatickým podavačem navíjených válců [13]*



*Obr. 1.7 – Navíječka v provozu, pohled 2 [18]*

## **2 PNEUMATICKÉ MECHANISMY V PAPIŘENSTVÍ**

V papírenském průmyslu jsou pneumatické mechanismy použity v mnoha fázích výroby.

Hlavní využití pneumatických mechanismů:

- stříhání a prostřihování,
- napínání při navíjení,
- dělení,
- regulace poloh při navíjení,
- brzdění.

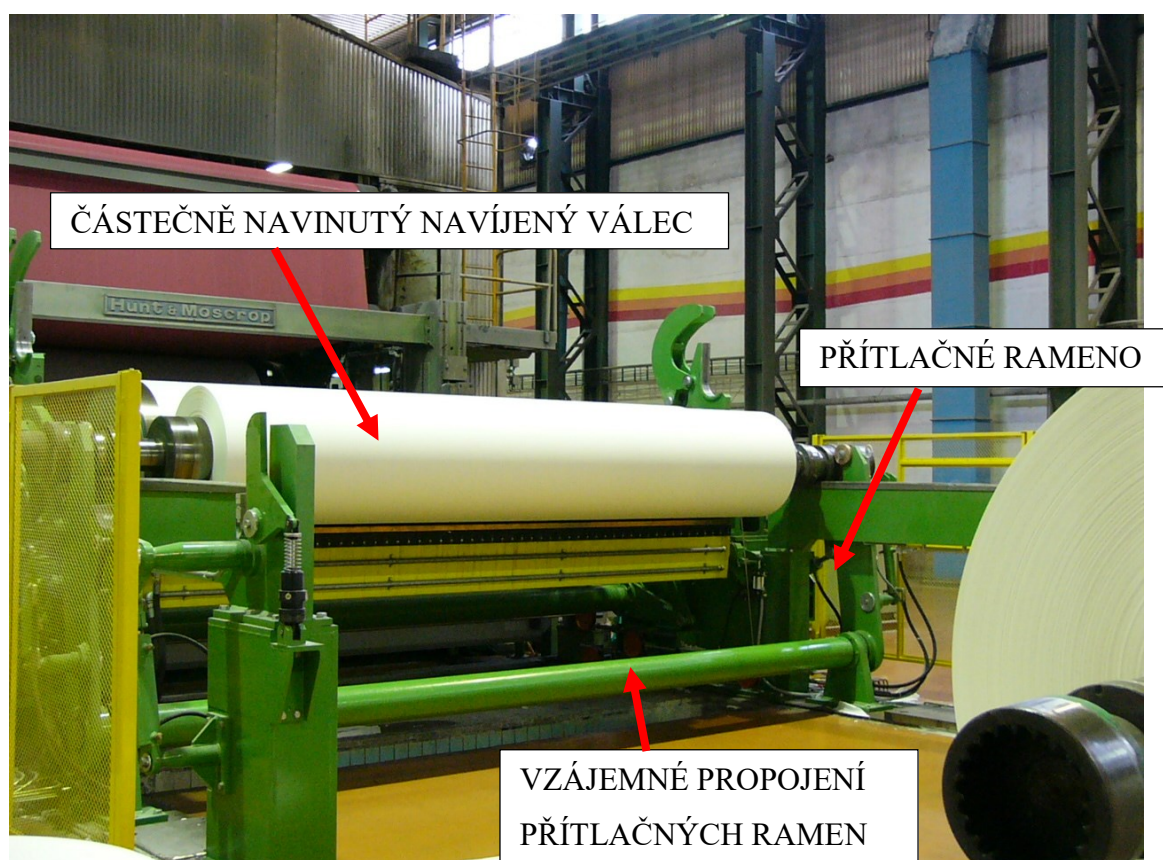
Výhody a nevýhody použití pneumatických mechanismů

Výhody a nevýhody pneumatických mechanismů jsou podmíněny vlastnostmi stlačeného vzduchu. Největší výhodou je výroba stlačeného vzduchu a možnost jednoduše a efektivně zásobovat celý komplex výrobních podniků. U pneumatických mechanismů je také velmi jednoduchá montáž a uvedení do provozu. Další výhodou je čistota provozu, ale to zejména v potravinářském a oděvním průmyslu. Nevýhodou je těžko dosažitelná přesnost regulace při proměnlivém zatížení. Dále také poměrně vysoká hlučnost odfuků při větších průtocích vzduchu. Hlučnost lze eliminovat vhodně zvolenými tlumiči [3].

## 2.1 Regulace polohy válce při navíjení

Jedná se o regulaci polohy přitlačných ramen vůči navíjenému válci, viz obr. 2.1. Hlavním účelem této regulace je zajistit, aby se pás papíru vedený přes nosný válec dokonale navíjel na NV. Pneumatický píst zpravidla spojuje rám navíječky a přitlačné rameno. Zasouváním pístu dojde k opření ramene o NV a jeho přitlačení k válci nosnému. Síla přitlaku nesmí být příliš vysoká, aby nedošlo k poškození struktury papíru. Navíječka je složena ze dvou přitlačných ramen, proto je možné regulovat přitlak na každé rameno samostatně. Vzájemným spojením ramen lze docílit stejnoměrného chodu.

V praxi se přitlačná ramena spojují jen ojediněle. Uvažuje se s dokonalou rovnoběžností nosného válce s NV a přesného navedení pásu papíru.

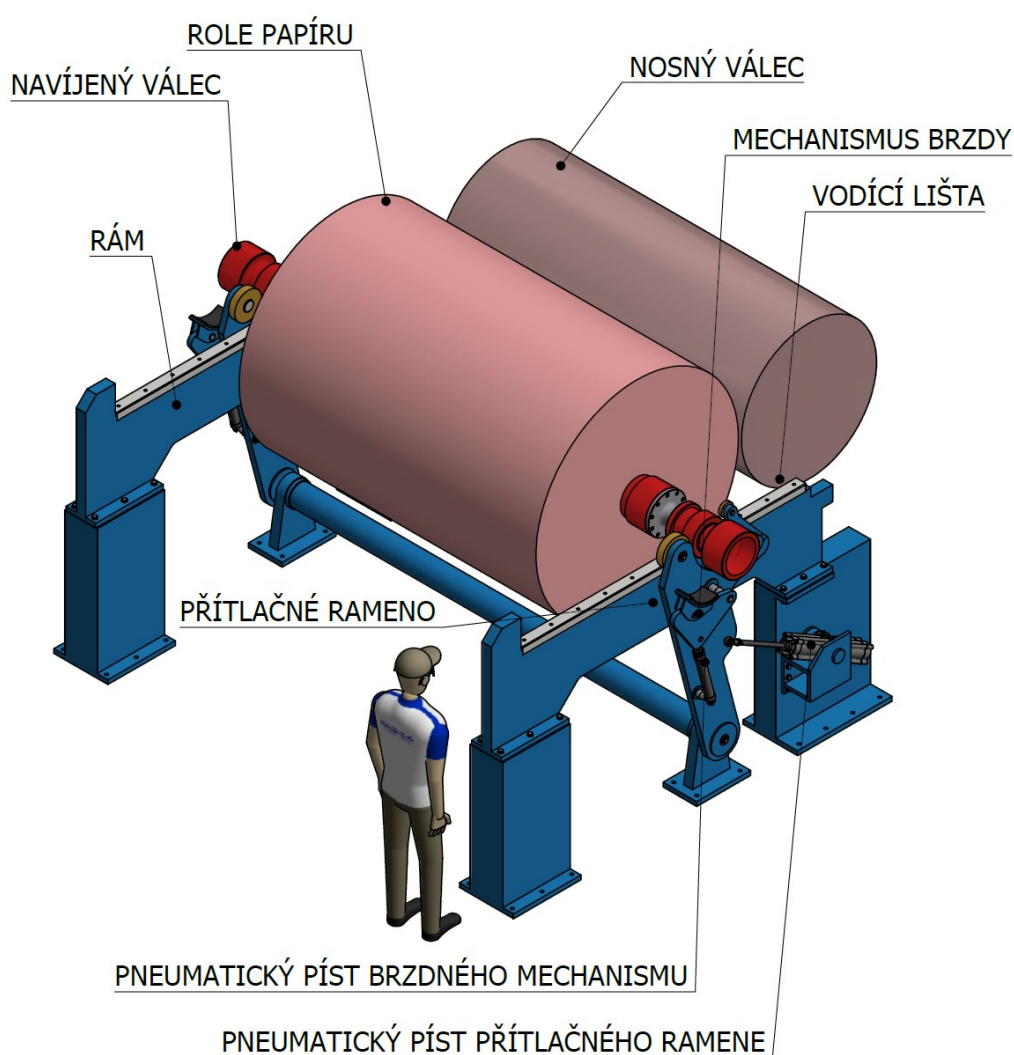


Obr. 2.1 – Navíječka v provozu, pohled 3 [18]



### 3 ZVOLENÉ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

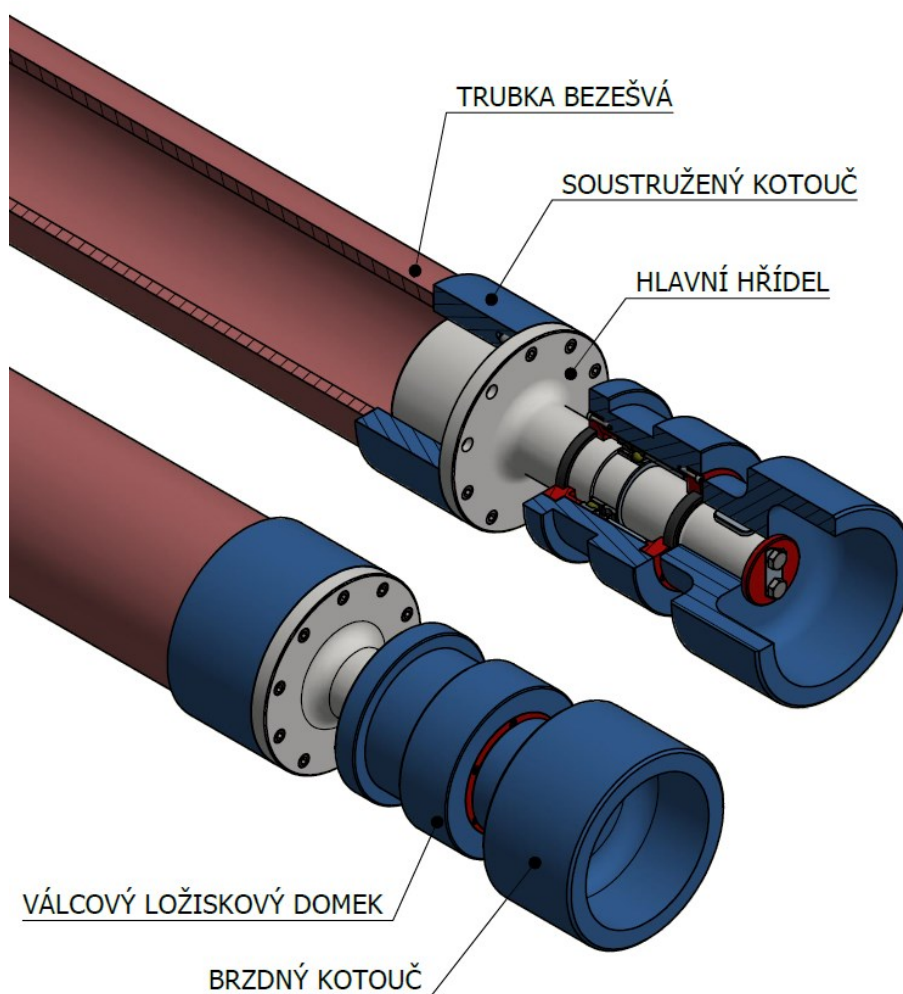
Na obrázku 3.1 je zobrazeno konstrukční řešení papírenské navíječky v konečné fázi navíjení, včetně role papíru. Nosný válec není součástí řešení, proto je znázorněn pouze schematicky. Rám tvoří základnu celého zařízení. Jsou na něm uloženy vodící lišty pro přesné vedení NV. Na rámu je upevněn pneumatický mechanismus (kapitola 5.3), který slouží k regulaci přitlačného ramene. NV (kapitola 4) je volně položen na vodících lištách a přitlačován pouze přitlačnými rameny (kapitola 5). Brzdový mechanismus (kapitola 6) je společně s pneumatickým mechanismem brzdy součástí přitlačného ramene. Pro lepší představu velikosti zařízení je přidán model dospělého člověka.



Obr. 3.1 – Zvolené konstrukční řešení navíječky

#### 4 NAVÍJENÝ VÁLEC

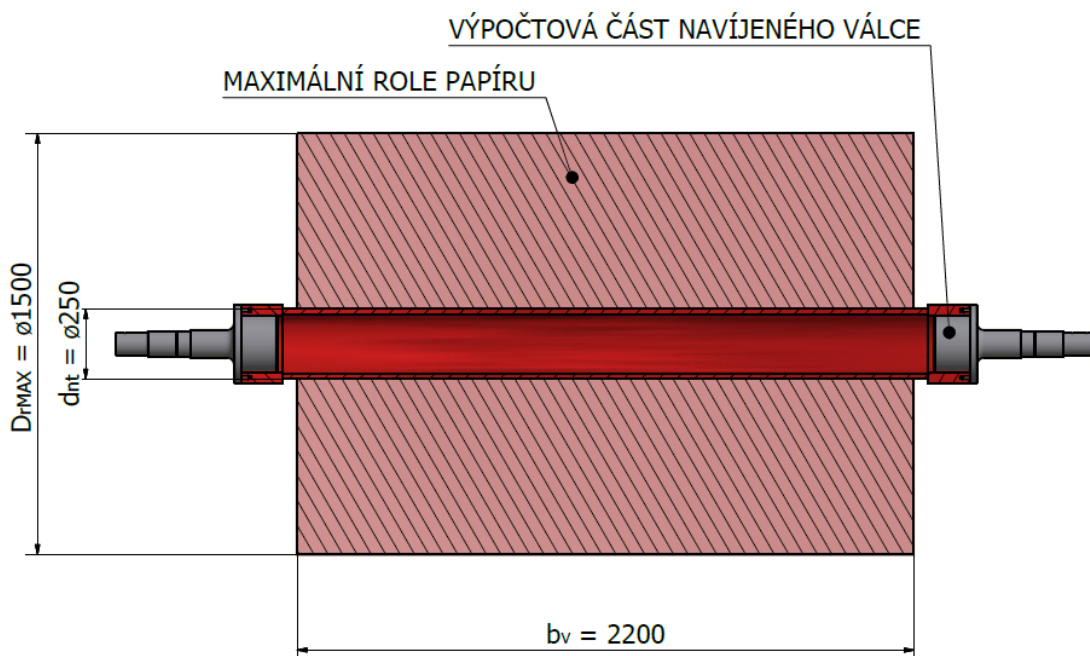
Navíjený válec (dále jen NV) viz obr. 4.1, slouží k dočasnému uskladnění papírové role, která se dále zpracovává na převíjecích zařízeních. Jeho hlavní částí je trubka [9], přivařená k vysoustruženým kotoučům. Celý NV je vyvážen a vhodně povrchově upraven. V kotoučích je pomocí šroubů upevněna hlavní hřídel. Na hlavní hřídeli se nachází válcový ložiskový domek, který umožňuje odvalování NV po vodících lištách. Na konci hlavní hřídele je připevněn brzdný kotouč.



*Obr. 4.1 – Hlavní části navíjeného válce*

#### 4.1 Výpočet maximální zátěže

Maximální zátěž vychází z hodnoty celkové tíhy působící na ložiska. Je určena součtem hmotností maximálního průměru papírové role  $m_r$  a výpočtové hmotnosti navíjeného válce  $m_v$  viz obr. 4.2. Hodnota  $m_v$  je určena součtem hmotností hlavních hřídelí a samotné trubky s přivařenými kotouči dle [19]. Pro přehled viz sestavný výkres BP-PRPV-03.



Obr. 4.2 – Schéma složek maximální zátěže

$$m_c = m_r + m_v = 2700 + 467,5 = 3167,5 \text{ kg} \quad (4.1)$$

$$m_r = \rho_r \cdot V_r = 1000 \cdot 2,7 = 2700 \text{ kg} \quad (4.2)$$

Hustota papírové role

$$\rho_r = (700 \div 1000) \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Uvažován je běžný kancelářský papír. Nicméně pro kontrolu maximálních zatížení role byla zvolena hustota papíru  $\rho_r = 1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ . Volitelné rozmezí hustoty papíru viz [4].

Objem papírové role

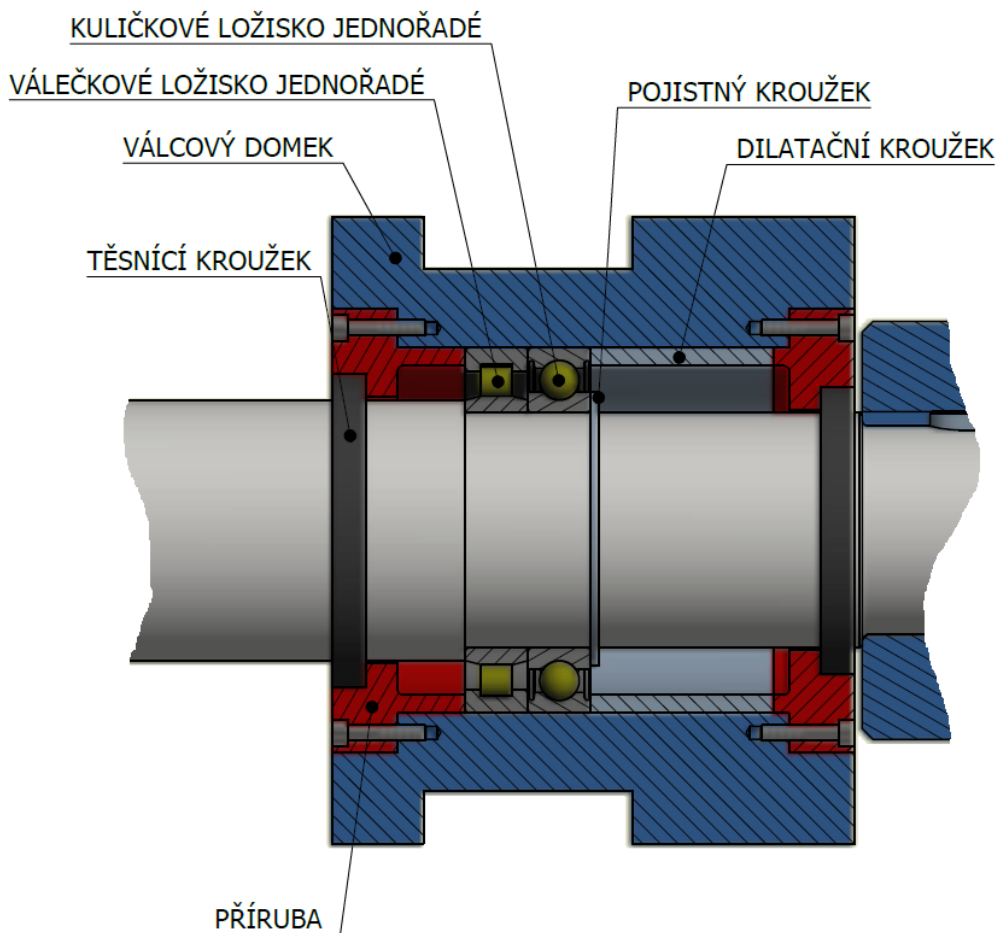
$$V_r = \frac{\pi \cdot (D_{r_{MAX}} - d_{nt})^2}{4} \cdot l_r = \frac{\pi \cdot (1500 - 250)^2}{4} \cdot 2200 \doteq 2,7 \text{ m}^3 \quad (4.3)$$

Maximální zatížení:

$$Q = F_{G_{MAX}} = m_c \cdot g = 3167,5 \cdot 9,81 \doteq 31073,2 \text{ N} \quad (4.4)$$

## 4.2 Zvolené uložení ložisek

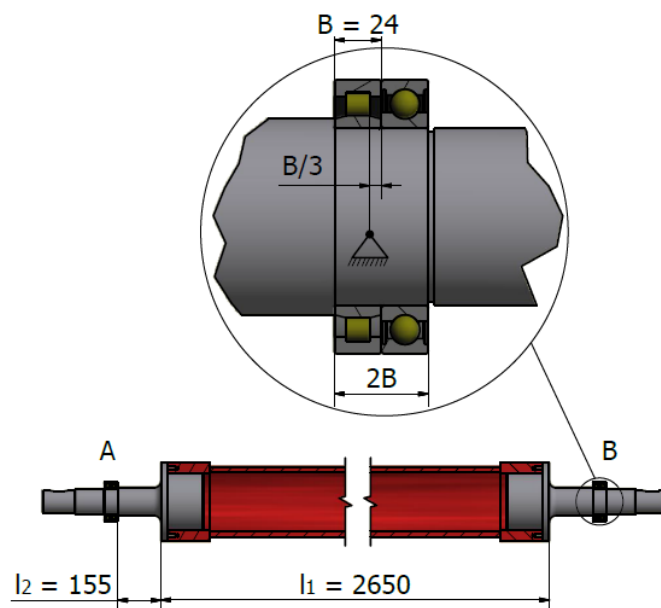
Ložiska uložena dvě vedle sebe viz obr. 4.3. Uložení ložisek viz [5] a [16]. Ložisko přenášející hlavní část radiálního zatížení zvoleno válečkové NU 1018 M (kapitola 4.4). Druhé ložisko kuličkové 6018. Jedna dvojice ložisek je axiálně volná (podpora A), druhá axiálně vodivá v obou směrech (podpora B) viz sestavný výkres BP-PRPV-03. Axiální síly ve válci jsou minimální. Kuličková ložiska jsou zvolena především z bezpečnostních důvodů. Čerstvě navíjený pás papíru z papírenského stroje může mít vyšší teploty, proto je při návrhu uvažována tepelná roztažnost ložisek. Uvažuje se větší axiální vůle u volného uložení. Dále volba vhodné vůle mezi vnitřním kroužkem a hřídelí [16].



Obr. 4.3 – Uložení ložisek v navíjeném válci

## 4.3 Výpočet reakcí v ložiskách

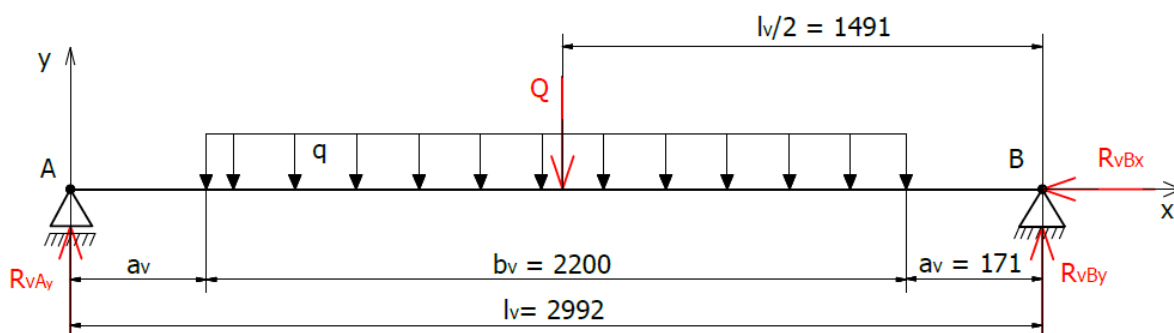
Provedeno nahrazení dvou podpor pouze jednou podporou [6], na každé straně, ve vzdálenosti bližší k centru zatížení viz obr. 4.4. Účinek působení síly vyvozené přítlačným ramenem (kapitola 5) je pro výpočet reakcí v ložiskách zanedbán. Působíště maximální zátěže je pro výpočet uvažováno v polovině vzdálenosti mezi podporami A a B viz obr. 4.5.



Obr. 4.4 – Působíště reakcí v ložiskách

Určení vzdálenosti mezi ložisky válce dle obr. 4.5

$$l_v = l_1 + 2 \cdot l_2 + 4 \cdot \frac{B}{3} = 2650 + 2 \cdot 155 + 4 \cdot \frac{24}{3} = 2992 \text{ mm} \quad (4.5)$$



Obr. 4.5 – Rozklad sil působících na navíjený válec

Posouvající síly v ose x

$$\sum F_{ix} = 0; R_{vBx} = 0 \text{ N} \quad (4.6)$$

Posouvající síly v ose y

$$\sum F_{iy} = 0; \quad (4.7)$$

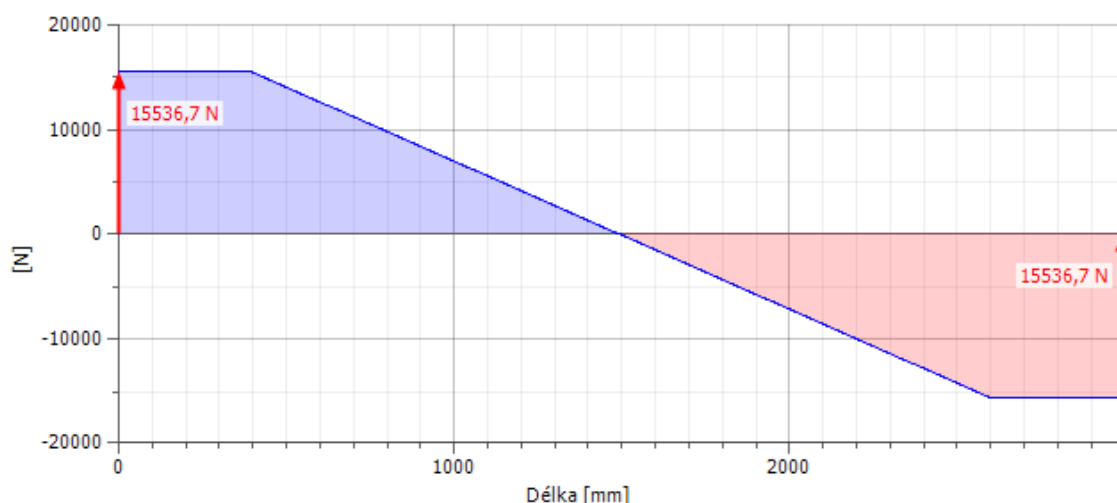
$$R_{vAy} - Q + R_{vBy} = 0 \Rightarrow R_{vAy} = Q - R_{vBy} = 31073,2 - 15536,6 = 15\,536,6 \text{ N}$$



Momentová rovnice v místě A

$$\sum M_{ioA} = 0 ; \quad (4.8)$$

$$-Q \cdot \frac{l_v}{2} + R_{vBy} \cdot l_v = 0 \Rightarrow R_{vBy} = \frac{Q \cdot \frac{l_v}{2}}{l_v} = \frac{31073,2 \cdot \frac{2992}{2}}{2992} = 15\,536,6 \text{ N}$$



Obr. 4.6 – Průběh posouvajících sil navíjeného válce v ose y [19]

Výpočet průměrného zatížení válce a reakce v podpoře.

$$F_{G\phi} = \frac{F_{G\text{MAX}} + F_{G\text{MIN}}}{n} ; \quad (4.9)$$

$$F_{G\phi} = \frac{F_{G\text{MAX}} + m_v \cdot g}{n} = \frac{31073,2 + 467,5 \cdot 9,81}{2} = 17\,829,7 \text{ N}$$

$$R_{vBy\phi} = R_{vAy\phi} = \frac{F_{G\phi}}{2} = \frac{17829,7}{2} \doteq 8\,914,9 \text{ N} \quad (4.10)$$

#### 4.4 Kontrola životnosti zvoleného ložiska

Ložiska jsou zvolena podle SKF [15]. Podrobnější informace o zvolených ložiskách viz přílohy A a B. Otáčky válce v maximální poloze jsou velmi nízké, přesto nelze uvažovat pouze statickou kontrolu ložisek. Celá kontrola bude provedena podle SKF [17] pouze pro válečkové ložisko. Na zvolené ložisko působí největší zatížení. Výsledná síla působící na určené ložisko je volena jako průměrná velikost reakce ve společné podpoře za celou dobu náviny (4.10). Stejně tak průměrné otáčky. Působení větších axiálních sil se nepředpokládá, proto jsou pro výpočet zanedbány.

Výsledné zatížení působící na ložisko

$$P_v = R_{vAy_0} = R_{vBy_0} = 8\,914,9\,N \quad (4.11)$$

Tab 4.1 – Hodnoty potřebné pro výpočet ložiska NU 1018 M

Významné hodnoty pro ložisko NU 1018 M z přílohy A					
d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C <sub>0</sub> [kN]	P <sub>u</sub> [kN]
90	140	24	80,9	104	12,7

Základní trvanlivost ložiska podle ISO 281:1990 pro 90% spolehlivost

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_v}\right)^p = \left(\frac{80900}{8914,9}\right)^{\frac{10}{3}} = 1558,74\,mil.ot. \quad (4.12)$$

$p$  – exponent rovnice trvanlivosti ložiska pro čárový styk

Výpočet průměrných otáček válce pomocí obvodové rychlosti

$$v_o = \omega_k \cdot \frac{D_{rMAX}}{2} = 2 \cdot \pi \cdot n_k \cdot \frac{D_{rMAX}}{2} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{36}{60} \cdot \frac{1500 \cdot 10^{-3}}{2} = 2,83\,m \cdot s^{-1} \quad (4.13)$$

$$n_z = \frac{v_o}{2 \cdot \pi \cdot \frac{d_{nt}}{2}} = \frac{2,83}{2 \cdot \pi \cdot \frac{250 \cdot 10^{-3}}{2}} = 3,6 \frac{1}{s^{-1}} = 216 \frac{1}{min^{-1}} \quad (4.14)$$

$$n_{\emptyset} = \frac{n_k + n_z}{n} = \frac{36 + 216}{2} = 126 \frac{1}{min^{-1}} \quad (4.15)$$

Trvanlivost v provozních hodinách

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{\emptyset}} \cdot L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 126} \cdot 1558,74 = 206\,182,5\,hod \quad (4.16)$$

Střední průměr ložiska potřebný pro volbu minimální kinetické viskozity

$$d_m = 0,5 \cdot (d + D) = 0,5 \cdot (90 + 140) = 115\,mm \quad (4.17)$$

Pro průměrné otáčky  $n_{\emptyset}$  stanovena minimální viskozita  $v_1 = 75\,mm^2 \cdot s^{-1}$ .

Pro provozní teplotu  $40^\circ C$  bylo z diagramu zvoleno mazivo ISO VG 68 s viskozitou  $v$  min.  $68\,mm^2 \cdot s^{-1}$  při vztažené teplotě  $40^\circ C$ .

Pro mazání ložisek zvolen olej PARAMO OL J68 [11]. Kinematická viskozita zvoleného oleje odpovídá požadované hodnotě.

Viskozitní poměr

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} = \frac{68}{75} \doteq 0,91 \quad (4.18)$$

Součinitel znečištění pro typický stupeň znečištění

$$\eta_c = 0,1$$

Určení koeficientu  $a_{SKF}$  pro ložiska s čárovým stykem

$$\eta_c \cdot \frac{P_u}{P_v} = 0,1 \cdot \frac{12700}{8914,9} = 0,14 \quad (4.19)$$

Součinitel  $a_{SKF}$  zvolen 0,4.

Výpočet základní trvanlivosti podle modifikované rovnice dle ISO 281/Amd 1:2003

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} = 1 \cdot 0,4 \cdot 1558,74 = 623,5 \text{ mil. ot.} \quad (4.20)$$

Součinitel  $a_1$  volen pro spolehlivost 90%.

Výpočet trvanlivosti v provozních hodinách podle modifikované rovnice

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 \cdot n_\phi} \cdot L_{10mn} = \frac{10^6}{60 \cdot 126} \cdot 623,5 \doteq 82\,474 \text{ hod} \quad (4.21)$$

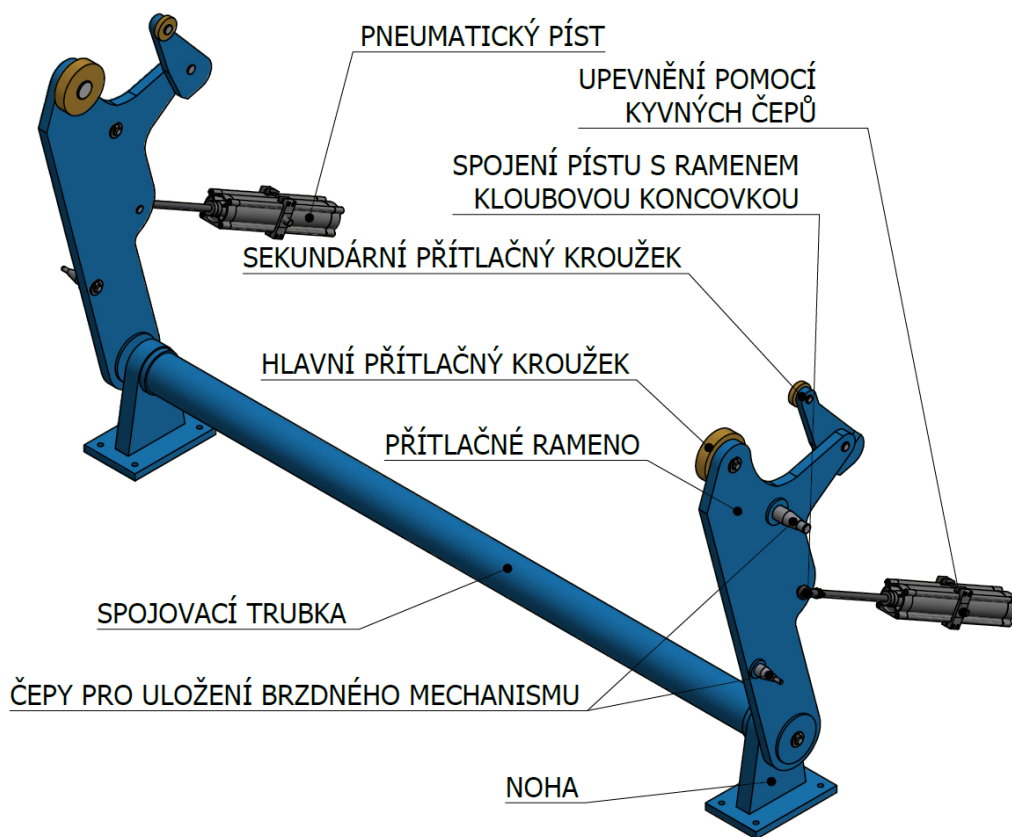
Tab 4.2 – Trvanlivost ložiska NU 1018 M pro různé hodnoty zatížení a otáček

Porovnání trvanlivostí ložiska pro rozdílné hodnoty zatížení				
Značení	$L_{10}$ [mil. ot.]	$L_{10h}$ [hod]	$L_{nm}$ [mil. ot.]	$L_{nmh}$ [hod]
Pro průměrné zatížení a průměrné otáčky	1558,74	206 182,50	623,5	82 474
Pro maximální zatížení a nejnižší otáčky	244,7	113 287,10	73,41	33 986

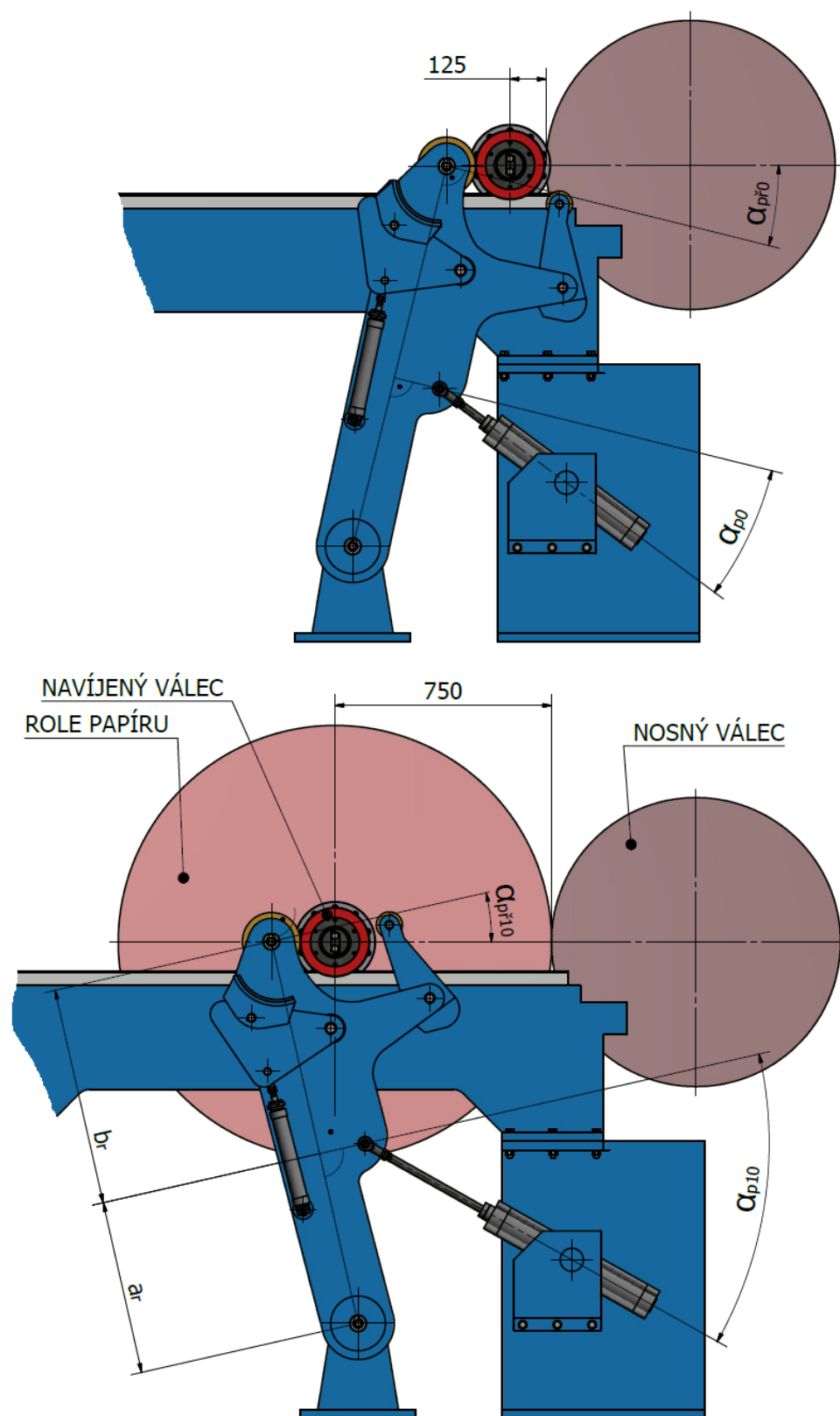
V tabulce 4.2 je znázorněn rozdíl mezi trvanlivostí kontrolovaného ložiska pro průměrné a maximální hodnoty. Oba výpočty byly provedeny podle SKF [17]. Ložisko má pro maximální zátěž mnohem menší životnost, než pro průměrnou zátěž v průběhu návinu. Navíjený válec je vystaven působení maximální zátěže velmi krátkou dobu v průběhu výroby. Proto se výsledná trvanlivost blíží k hodnotě trvanlivosti pro průměrné zatížení. Životnost ložiska je vyhovující pro provoz zařízení, ve kterém je použito.

## 5 PŘÍTLAČNÁ RAMENA A REGULACE

Přítlačná ramena slouží k udržení navíjeného válce ve stále stejné poloze vůči válci nosnému. Ramena se nacházejí na obou koncích navíjeného válce a jsou vzájemně propojena spojovací trubkou [9], viz obr. 5.1. Vzájemným propojením je zachován částečný stejnoměrný chod. Navíc lze regulovat přítlak na každou páku samostatně. Samostatný přítlak je řízen pomocí pohybových senzorů, které snímají vybočení papírové role z požadovaných tolerancí (kapitola 7). Přítlačná síla, v místě dotyku ramene s navíjeným válcem, nesmí být příliš velká, aby nedošlo k poškození struktury papíru. Po konzultaci s vedoucím práce byla zvolena přítlačná síla na každou páku  $F_{př} = 1\,000\text{ N}$ . Zajištění velikosti přítlačné síly je realizováno pneumatickým pístem viz obr. 5.6.



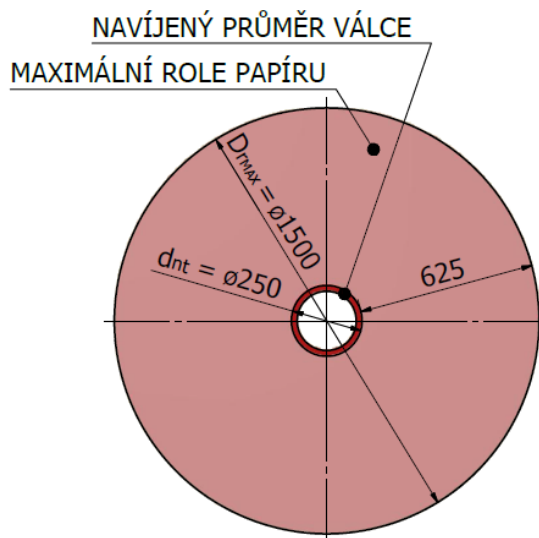
Obr. 5.1 – Mechanismus přítlačných ramen



Obr. 5.2 – Polohy navíjeného válce při navíjení, počáteční poloha – nahoře, maximální poloha – dole

## 5.1 Výpočet času návinu

Jedná se o výpočet průměrného času, za který se přítlačné rameno dostane z počáteční polohy do koncové podle obr. 5.2. Za tuto dobu se role papíru navine do požadovaného průměru  $D_{rMAX}$  viz obr. 5.3. Pro výpočet je zvolena přibližná tloušťka papíru  $b_p = 0,2 \text{ mm}$ .



Obr. 5.3 – Schéma průměrů papírové role

Potřebný počet otáček válce k plnému návinu

$$o_{pn} = \frac{D_{rMAX} - d_{nt}}{2} \cdot \frac{1}{b_p} = \frac{1500 - 250}{2} \cdot \frac{1}{0,2} = 3\,125 \quad (5.1)$$

Průměrný čas, za který se válec jednou otočí

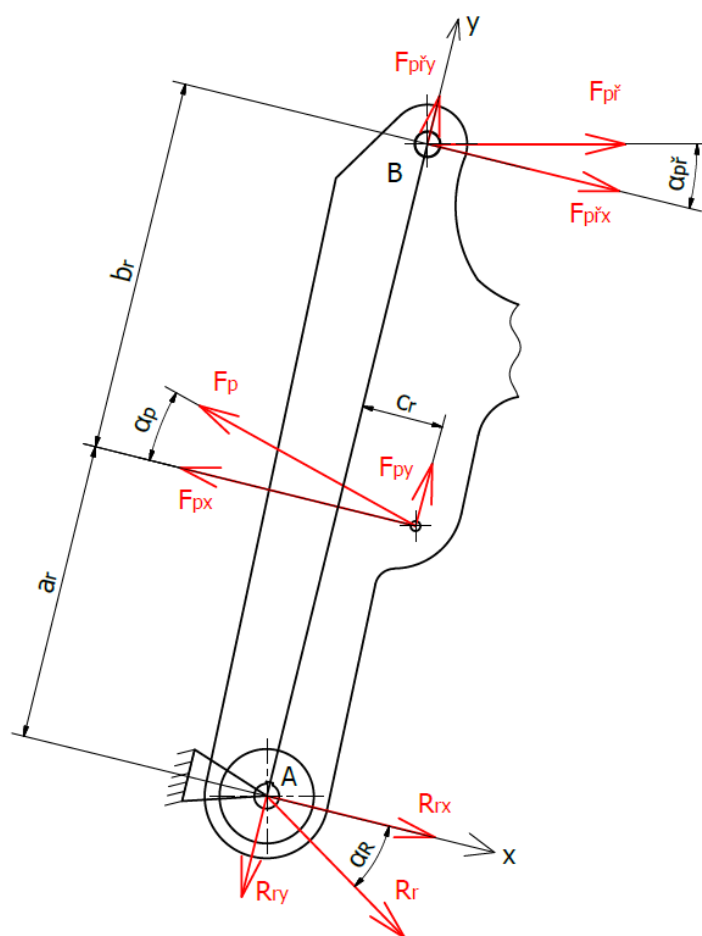
$$t_{1ot} = \frac{1}{n_\phi} = \frac{1}{\frac{126}{60}} \doteq 0,48 \text{ s} \quad (5.2)$$

Výsledný čas návinu

$$t_v = o_{pn} \cdot t_{1ot} = 3125 \cdot 0,48 = 1\,500 \text{ s} = 25 \text{ min} \quad (5.3)$$

## 5.2 Určení síly v pneumatickém pístu

Výpočet síly v pneumatickém pístu závisí na aktuální poloze přitlačného ramene vůči NV, viz obr. 5.2. Pro výpočet je uvažováno 11 výpočtových poloh přitlačného ramene vůči válci, včetně nulové polohy. Nulová poloha je poloha válce v počáteční fázi navíjení. Hodnoty jsou zapsány do tabulky. Je proveden výpočet výsledné síly potřebný v pístu, viz tabulka 5.1 a 5.2. Dále je graficky znázorněna změna velikosti síly  $F_p$  s měnícím se úhlem ramene viz obr. 5.5. Vzorový výpočet včetně schématu je proveden pro nulovou polohu, viz obr. 5.4, kapitola 5.2.1. Ostatní vypočítané hodnoty viz tabulka 5.2.



Obr. 5.4 – Reakce působící v přitlačném ramenu

Tab 5.1 – Neměnné hodnoty přitlačného ramene

Neměnné hodnoty přitlačného ramene			
$a_r$	$b_r$	$c_r$	$F_{př}$
[mm]	[mm]	[mm]	[N]
596	760	162	1000

Tab 5.2 – Vypočítané hodnoty zvolených poloh ramene

Tabulka vypočítaných hodnot síly $F_p$						
Poloha	Průměr role	Vrstva papíru	Úhel $\alpha_p$	Úhel $\alpha_{př}$	$F_{přx}$	$F_p$
[-]	[mm]	[mm]	[°]	[°]	[N]	[N]
0	250	0	24	15	965,9	2145,9
1	375	62,5	25	8	990,3	2206,3
2	500	125	27	3	998,6	2239,8
3	625	187,5	29	2	999,4	2259,3
4	750	250	31	6	994,5	2269,1
5	875	312,5	33	9	987,7	2277,4
6	1000	375	35	11	981,6	2290,5
7	1125	437,5	37	13	974,4	2303,9
8	1250	500	39	14	970,3	2328,2
9	1375	562,5	40	14	970,3	2346,6
10	1500	625	42	15	965,9	2375,8

### 5.2.1 Vzorový výpočet síly v pístu pro polohu 0

Určení složek přítlačné síly v ose x a y

$$F_{přx} = F_{př} \cdot \cos \alpha_{př0} = 1000 \cdot \cos 15 = 965,9 \text{ N} \quad (5.4)$$

$$F_{přy} = F_{př} \cdot \sin \alpha_{př0} = 1000 \cdot \sin 15 = 258,8 \text{ N} \quad (5.5)$$

Posouvající síly v ose y

$$\sum F_{iy} = 0; -R_y + F_{py} + F_{přy} = 0 \quad (5.6)$$

Posouvající síly v ose x

$$\sum F_{ix} = 0; R_x - F_{px} - F_{přx} = 0 \quad (5.7)$$

Momentová rovnice v místě A

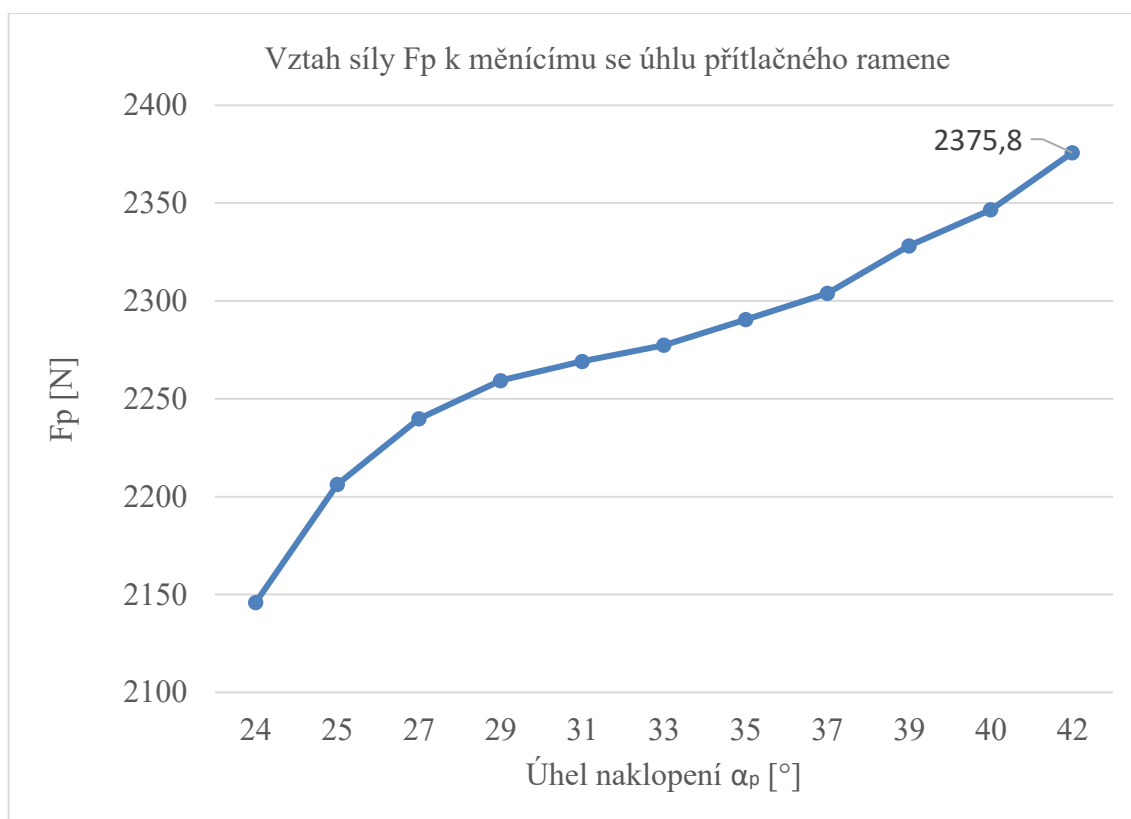
$$\sum M_{oA} = 0; \quad (5.8)$$

$$-F_{přx} \cdot (a_r + b_r) + F_{px} \cdot a_r + F_{py} \cdot c_r = 0$$

$$-F_{přx} \cdot (a_r + b_r) + F_p \cdot \cos \alpha_{p0} \cdot a_r + F_p \cdot \sin \alpha_{p0} \cdot c_r = 0$$

$$F_p = \frac{F_{přx} \cdot (a_r + b_r)}{\cos \alpha_{p0} \cdot a_r + \sin \alpha_{p0} \cdot c_r} = \frac{965,9 \cdot (596 + 760)}{\cos 24 \cdot 596 + \sin 24 \cdot 162} = 2145,9 \text{ N}$$





Obr. 5.5 – Graf závislosti síly  $F_p$  na úhlu přitlačného ramene

### 5.3 Volba pneumatického pístu

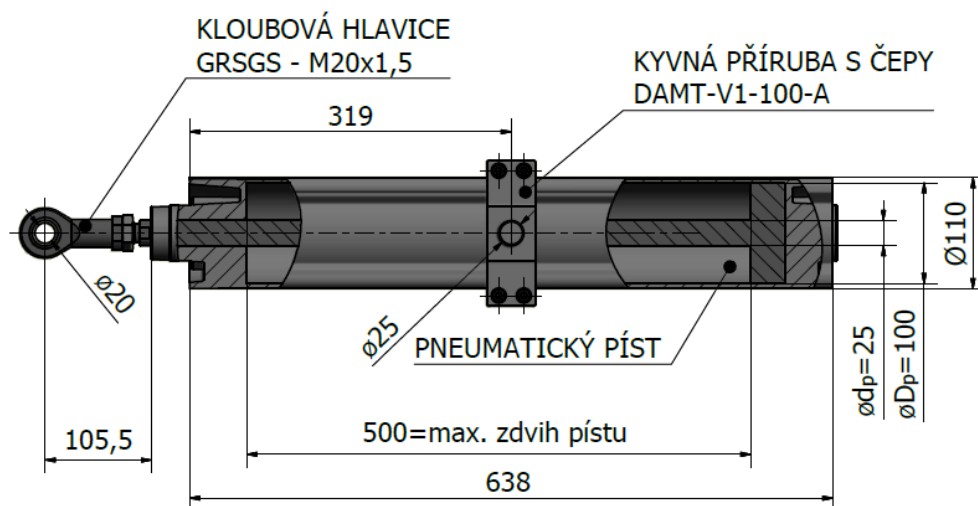
Pro výpočet tlaku je uvažováno maximum síly  $F_{p_{MAX}} = F_{p10}$  viz obr. 5.5, jako praktická síla potřebná v pístu při zasouvání. Byl zvolen pneumatický píst DSBC-100-500-PPVA-N3 včetně příslušenství z katalogu firmy FESTO s.r.o [10], pro zdvih 500 mm. Podrobnější informace v příloze C a na obrázku 5.6. Uchycení pístu na rám pomocí kyvné příruby s čepy, viz příloha D. Spojení přitlačného ramene s pístnicí pomocí kloubové hlavice, viz příloha E. Pístnice se z počáteční polohy navíjení, do polohy konečné, vysune o přibližně 275 mm. Zdvih pístu 500 mm byl zvolen z důvodu možnosti odtlačení NV od nosného válce a zajištění vhodné polohy pro brzdění.

Určení provozního tlaku při zasouvání pístu [3]

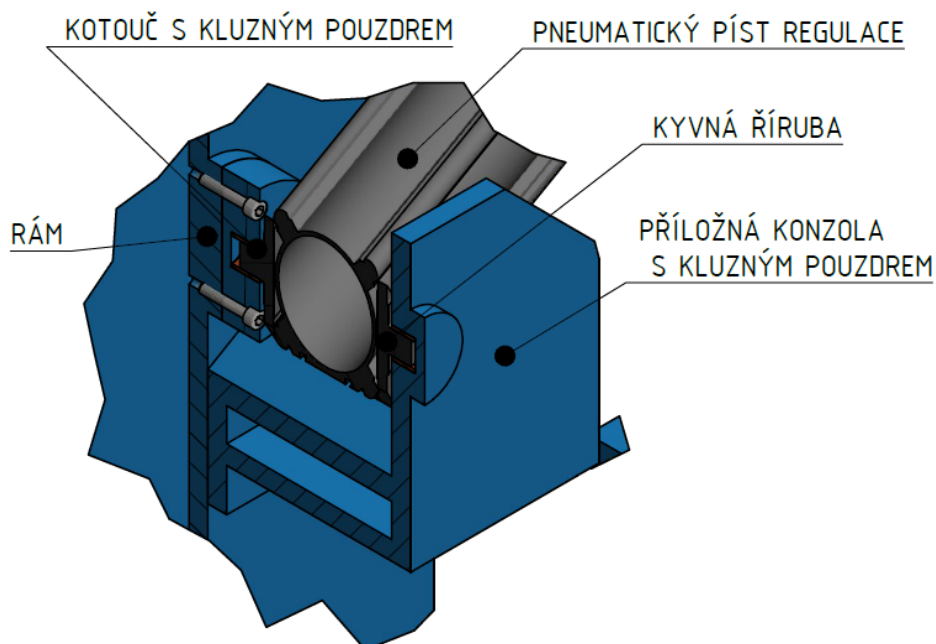
$$F_{p10} = \frac{\pi \cdot (D_p^2 - d_p^2)}{4} \cdot \frac{1}{2} \cdot p_p \quad (5.9)$$

$$p_p = \frac{8 \cdot F_{p10}}{\pi \cdot (D_p^2 - d_p^2)} = \frac{8 \cdot 2375,8}{\pi \cdot (100^2 - 25^2)} = 0,645 \text{ MPa} = 6,45 \text{ bar}$$

Maximální potřebný provozní tlak  $p_{p_{MAX}}$  zvolen 6,5 barů.



Obr. 5.6 – Pneumatický píst DSBC-100-500-PPVA-N3 pro regulaci ramene

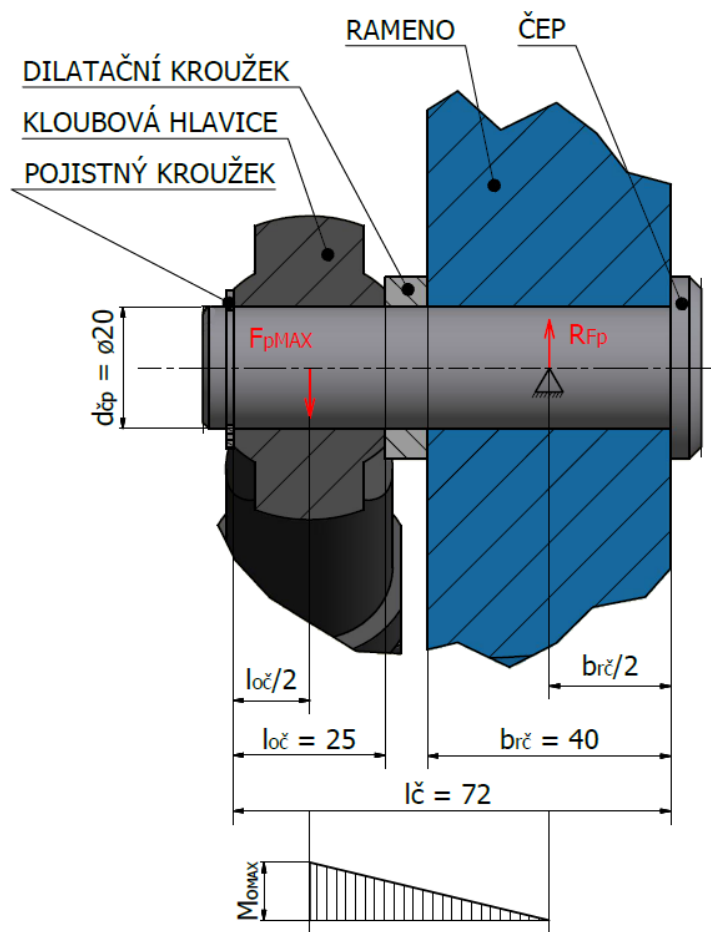


Obr. 5.7 – Uložení pneumatického pístu pomocí kyvné příruby s čepy

Na obrázku 5.7 je znázorněn řez uložením zvoleného pneumatického pístu pomocí kyvné příruby. Nejprve je na rám umístěn kotouč s kluzným pouzdem, který je připevněný pomocí šroubů. Do kluzného pouzdra je následně pomocí čepů usazena kyvná příruba s pneumatickým pístem. Z druhé strany je nakonec umístěna příložná konzola opatřená taktéž kluzným pouzdem. Příložná konzola je upevněna na rám pomocí šroubů. Čepy kyvné příruby umožňují částečný pohyb v axiálním směru.

#### 5.4 Kontrola a návrh čepu pneumatického pístu

Kontrolovaný čep slouží pro spojení pneumatického mechanismu s přitlačným ramenem pomocí zvolené kloubové hlavice. Pro kontrolu čepu je uvažována maximální síla  $F_{pMAX}$ . Materiál čepu je zvolen E335 (11 600) s mezí kluzu  $R_e = 340 \text{ MPa}$  [4]. Součinitel bezpečnosti zvolen  $k_s = 1,5$ . Dovolený tlak  $p_d = 60 \text{ MPa}$  [1]. Výpočet proveden dle [1].



Obr. 5.8 – Uložení pneumatického pístu pomocí kloubové hlavice

Výpočet maximálního ohybového momentu

$$\begin{aligned}
 M_{oMAX} &= F_{pMAX} \cdot l_x = F_{pMAX} \cdot \left( l_{\check{c}} - \frac{b_{r\check{c}}}{2} - \frac{l_{o\check{c}}}{2} \right) = F_{pMAX} \cdot \left( 72 - \frac{40}{2} - \frac{25}{2} \right) \\
 &= 101\,795,5 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}
 \tag{5.10}$$

Návrh průměru čepu

$$\sigma_o = \frac{M_{oMAX}}{W_o} = \frac{M_{oMAX} \cdot 32}{\pi \cdot d_{\check{c}1}^3} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad (5.11)$$

$$d'_{\check{c}p} = \sqrt[3]{\frac{M_{oMAX} \cdot 32 \cdot k_s}{\pi \cdot R_e}} = \sqrt[3]{\frac{101795,5 \cdot 32 \cdot 1,5}{\pi \cdot 340}} = 16,6 \text{ mm}$$

Průměr čepu byl zvolen  $d_{\check{c}p} = 20 \text{ mm}$  z důvodu velikosti vnitřního průměru zvolené kloubové hlavice podle kapitoly 5.3.

Kontrola na otláčení

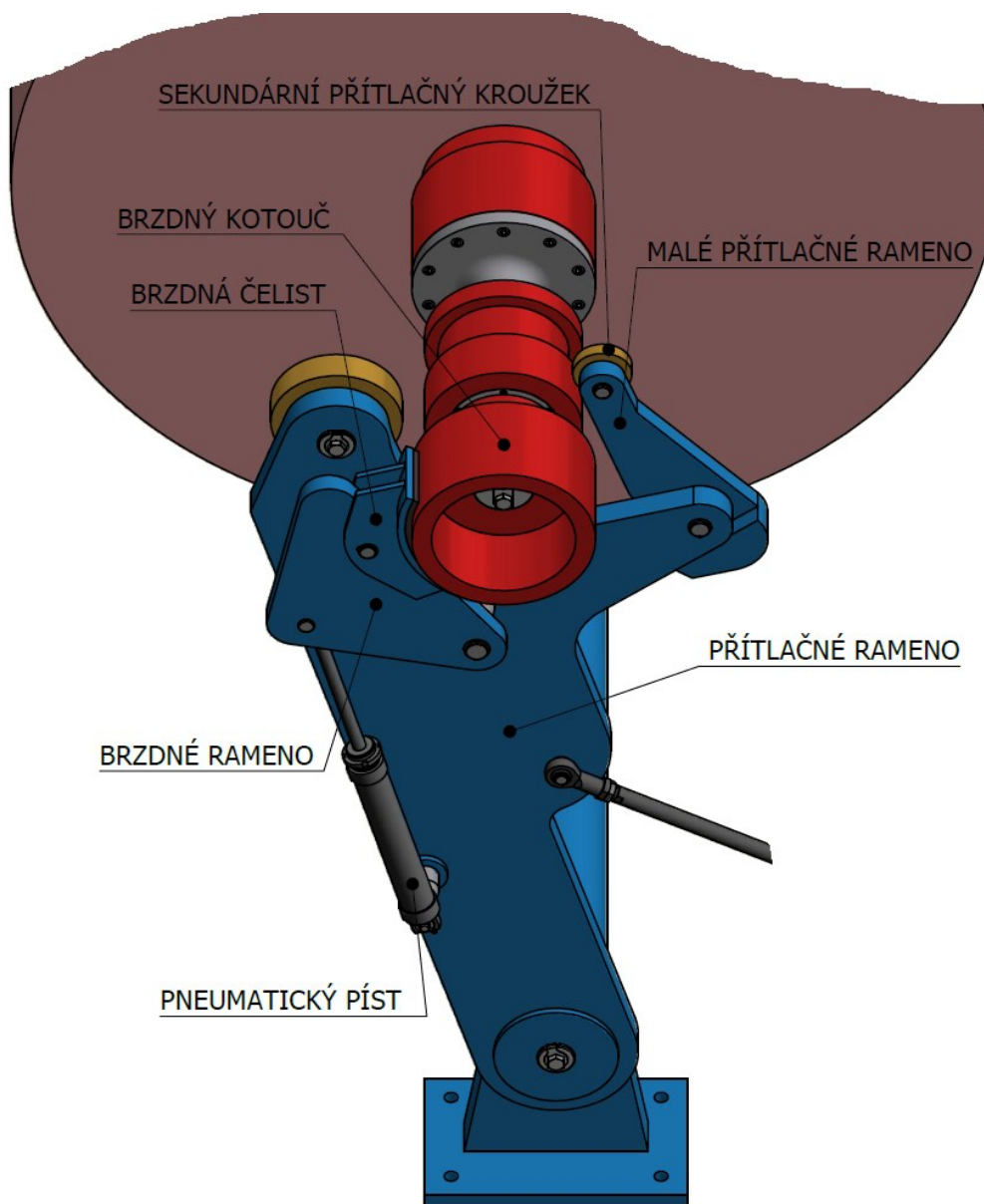
$$p_{\check{c}} \leq p_d \quad (5.12)$$

$$p_{\check{c}} = \frac{F_{pMAX}}{S} = \frac{F_{pMAX}}{d_{\check{c}p} \cdot l_{o\check{c}}} = \frac{2577,1}{20 \cdot 25} \doteq 5,16 \text{ MPa}$$

$5,16 < 60 \text{ MPa} \Rightarrow$  Kontrola na otláčení **vyhovuje**

## 6 BRZDNÝ MECHANISMUS

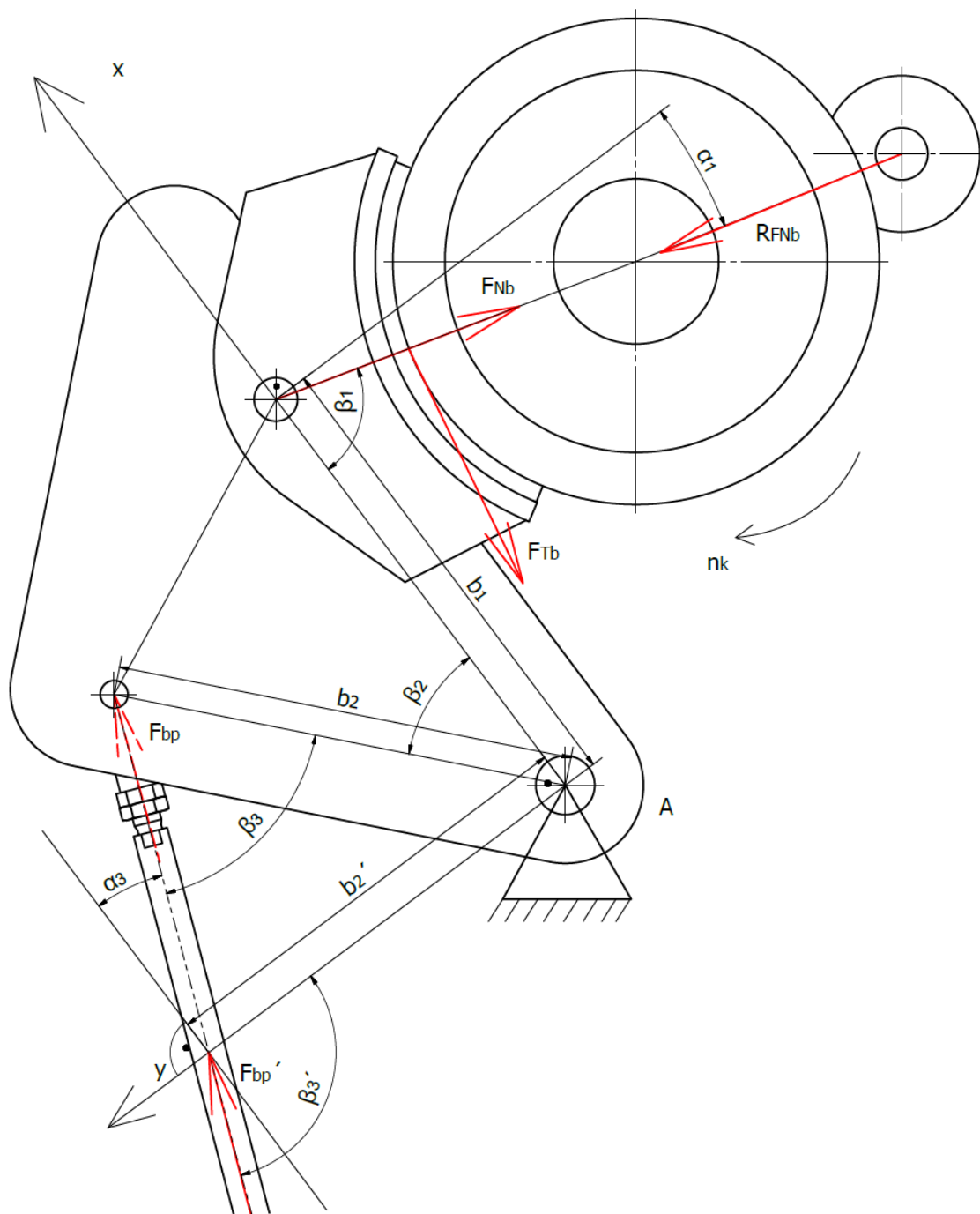
Brzdňý mechanismus slouží k úplnému zastavení navíjeného válce. Zastavení válce je vyžadováno po navinutí role do požadovaného průměru. Brzdňý mechanismus se skládá z brzdňé čelisti, brzdňého ramene a pneumatického pístu viz obrázek 6.1. Je kompletně uložen na konstrukci přítlačného ramene. Brzdňá čelist je opatřena brzdňým materiálem s vysokým koeficientem tření. Pneumatický píst zajišťuje polohu brzdňého mechanismu vůči brzdňému kotouči uloženého na válci. Proti směru brzdňé čelisti působí z druhé strany při brzdění malé přítlačné rameno. Toto rameno je opatřeno sekundárním přítlačným kroužkem.



Obr. 6.1 – Brzdňý mechanismus v pozici při brzdění

## 6.1 Výpočet potřebné síly v pístu

Potřebná síla v pístu vychází z účinku normálové síly, která působí na brzdný kotouč při brzdění, viz obr. 6.2. Pro přepočítání normálové síly na sílu tečnou ke stykové ploše brzdění je zapotřebí zvolit vhodný koeficient tření. Pro brzdný materiál TAROX Sintered je dán koeficient tření  $f_{bm} = 0,46$  [8].

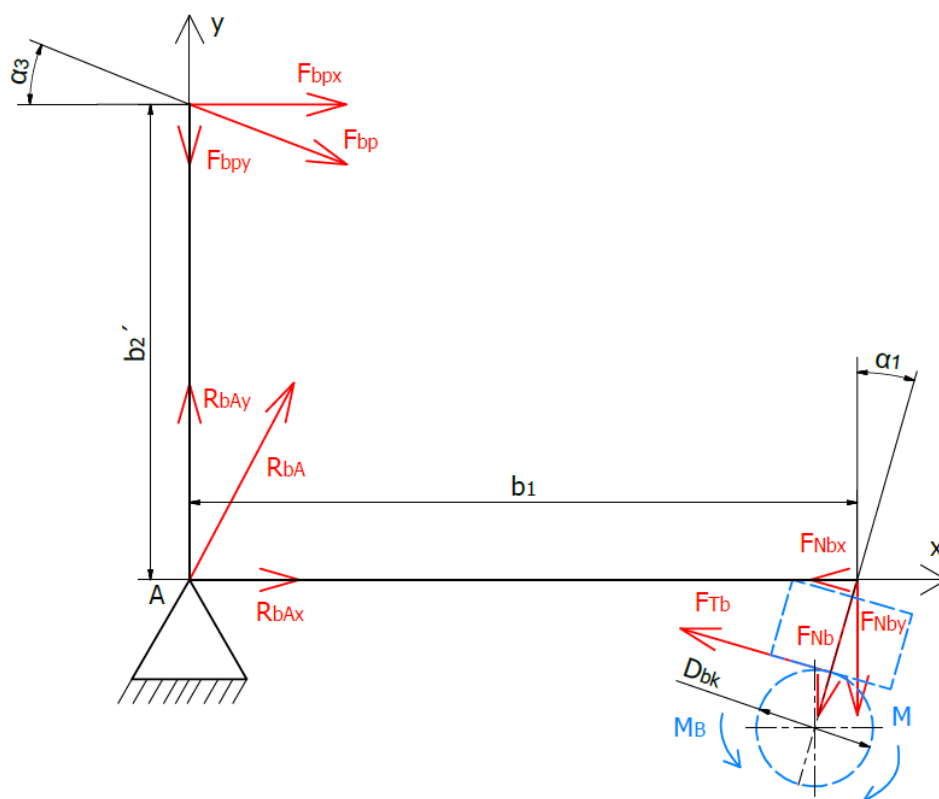


Obr. 6.2 – Působení sil při brzdění

Tab 6.1 – Hodnoty pro výpočet brzdy

Tabulka důležitých hodnot pro výpočet brzdy				
$b_1$ [mm]	$b_2'$ [mm]	$\alpha_1$ [°]	$\alpha_3$ [°]	$D_{bk}$ [mm]
277	282	16	22	280

Zrychlující moment  $M$  [7] působí ve směru otáčení navíjeného válce. Brzdňý moment působí ve směru tečné síly  $F_{Tb}$  proti smyslu otáčení. Výpočet reakcí v podpoře je zanedbán.



Obr. 6.3 – Rozklad sil působících na brzdňý mechanismus

Momentová rovnice v místě A

$$\sum M_{iA} = 0; \quad (6.1)$$

$$-F_{bpx} \cdot b_2' - F_{Nby} \cdot b_1 = 0$$

$$-F_{bpx} \cdot b_2' - F_{Nb} \cdot \cos \alpha_1 \cdot b_1 = 0 \Rightarrow F_{Nb} = -\frac{F_{bpx} \cdot b_2'}{\cos \alpha_1 \cdot b_1}$$

Brzdňý moment  $M_B$  [7] [8]

$$M_B = F_{Tb} \cdot \frac{D_{bk}}{2} = F_{Nb} \cdot f_{bm} \cdot \frac{D_{bk}}{2} = \frac{F_{bpx} \cdot b_2'}{\cos \alpha_1 \cdot b_1} \cdot f_{bm} \cdot \frac{D_{bk}}{2} \quad (6.2)$$

Byla zvolena podmínka pro zabrzdění navíjeného válce za určený čas:

$$M_B \geq M; \quad (6.3)$$

Výpočet zrychlujícího momentu pomocí momentu setrvačnosti  $I_o$  k ose válce a úhlového zrychlení  $\varepsilon$ . V tomto případě se jedná o úhlové zpomalení. Cíl výpočtu je určit brzdňý moment, potřebný k zastavení rotujícího válce, za určený čas  $t_b = 15$  s [2] [7].

$$M_B - I_o \cdot \varepsilon_k = 0$$

$$M_B = I_o \cdot \varepsilon_k = \frac{1}{2} \cdot m_c \cdot \left( \frac{D_{rMAX}}{2} \right)^2 \cdot \frac{\omega_k}{t_b} = \frac{1}{2} \cdot m_c \cdot \left( \frac{D_{rMAX}}{2} \right)^2 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_k}{60 \cdot t_b}$$

$$M_B = \frac{1}{2} \cdot 3167,5 \cdot \left( \frac{1500 \cdot 10^{-3}}{2} \right)^2 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 36}{60 \cdot 15} = 223,9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výpočet potřebné síly v pístu z rovnice pro brzdňý moment

$$F_{bpx} = \frac{2 \cdot M_B \cdot \cos \alpha_1 \cdot b_1}{b_2' \cdot f_{bm} \cdot D_{bk}} = \frac{2 \cdot 223,9 \cdot 10^3 \cdot \cos 16 \cdot 277}{282 \cdot 0,46 \cdot 280} \doteq 3\,282,8 \text{ N}$$

$$F_{bp} = F_{bpx} \cdot \cos \alpha_3 = 3282,8 \cdot \cos 22 \doteq 3\,043,8 \text{ N} \quad (6.4)$$

Brzdňý mechanismus se nachází na obou přítlačných ramenech. Potřebná brzdňá síla je rozdělena mezi dvě čelisti.

$$F_{bp1} = \frac{F_{bp}}{2} = \frac{3043,8}{2} = 1\,521,9 \text{ N} \quad (6.5)$$

Byl zvolen pneumatický píst DSNU-63-250-P-A včetně příslušenství z katalogu firmy FESTO s.r.o [10], pro zdvih 250 mm. Další parametry viz příloha F. Spojení ramene brzdy s pístnicí pomocí kloubové hlavice, viz příloha G. Uchycení samotného pístu na rameno regulace pomocí čepu. Zajištěno kroužkem a závlačkou viz sestavný výkres BP-PRPV-00. Průměr pístu  $D_{pb} = 63 \text{ mm}$ .

Určení provozního tlaku při vysouvání pístu [3]

$$F_{bp1} = \frac{\pi \cdot D_{pb}^2}{4} \cdot \frac{1}{2} \cdot p_{pb} \quad (6.6)$$

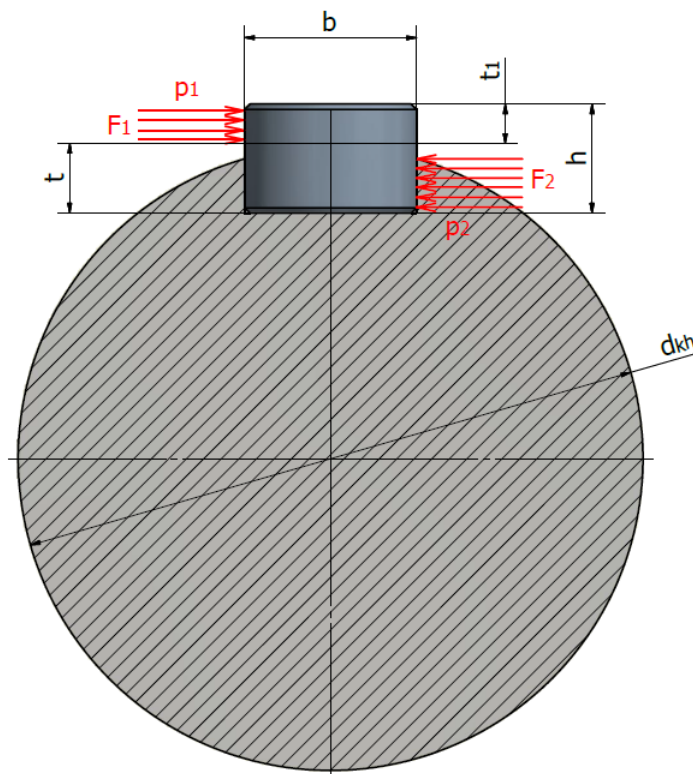
$$p_{pb} = \frac{8 \cdot F_{bp1}}{\pi \cdot D_{pb}^2} = \frac{8 \cdot 1521,9}{\pi \cdot 63^2} = 0,976 \text{ MPa} = 9,76 \text{ bar}$$

Potřebný provozní tlak k zabrzdění válce  $p_{pb}$  zvolen 9,8 barů.



## 6.2 Kontrola pera v brzdém kotouči

Hodnoty pera těsného zvoleny podle [4] viz obr. 6.4, pro předem navržený průměr konce hřídele navíjeného válce  $d_{kh} = 80 \text{ mm}$ . Hodnota průměru hřídele zvolena z konstrukčních důvodů. Jako krouticí moment  $M_k$  je uvažován brzdý moment  $M_b$  (kapitola 6.1, str. 29). Délka pera zvolena  $l_p = 38 \text{ mm}$ . Zvolené pero: PERO 22e7 x 14 x 38 ČSN 02 2562. Kontrola provedena podle [1].



Obr. 6.4 – Pero pro zajištění brzdého kotouče

Síla na bok drážky

$$F_1 = \frac{M_k}{\frac{d_{kh}}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{223,9 \cdot 10^3}{\frac{80}{2} + \frac{5,3}{2}} = 5\,249,7 \text{ N} \quad (6.7)$$

Kontrola pera podle tlaku

$$p_1 = \frac{F_1}{S_1} \leq p_D \quad (6.8)$$

$$p_1 = \frac{F_1}{t_1 \cdot (l_p - b)} = \frac{5249,7}{8,5 \cdot (38 - 22)} = 38,6 \text{ MPa}$$

$38,6 < 140 \text{ MPa} \Rightarrow$  Zvolená délka pera **vyhovuje**

## 7 SENZORY

Senzory slouží ke snímání polohy papírové role. Papírová role se může při vedení na válci vychýlit z požadovaných tolerancí. V takovém případě dochází k nerovnoměrnému navíjení. V praxi se uvažuje s dokonalou polohou nosného válce vůči NV. Přesto může dojít k vychýlení působením vnějších vlivů. Senzory jsou voleny z bezpečnostních důvodů a zároveň zajišťují dokonalý návin. Pokud senzor detekuje vychýlení papírové role, pneumatický mechanismus okamžitě přizpůsobí přítlak ramene na NV. Senzory jsou podle potřeby umístěny na rám navíječky, popřípadě na okolní zařízení ve výrobní hale. Senzory je potřeba umístit na obě strany navíjené role papíru.

### 7.1 Volba senzoru

Byl zvolen optoelektronický snímač polohy optoNCDT 1700, který je vhodný pro použití na výrobních linkách a pro aplikace v automatizovaných strojích [12].



Obr. 7.1 – snímač polohy optoNCDT 1700

## 8 ZÁVĚR

Výsledkem bakalářské práce je návrh pneumatického regulátoru polohy válce použitého u papírenské navíječky. Celý návrh je zobrazen na obrázku 3.1. Zařízení umožňuje válcí navinutí do požadovaného průměru 1500 mm. Zajišťuje také jeho zabrzdění v konečné poloze návinu. Konstrukce je navržena tak, aby mohl mít navíjený pás papíru šířku 2200 mm. Základnou celého zařízení je rám. Rozměry rámu v pohledu shora jsou 3408 x 2800 mm. Je navržen tak, aby umožňoval ostatním částem zařízení jejich správný chod. Na rám je připevněn pneumatický mechanismus regulace a vodící lišty pro správné vedení navíjeného válce.

Konstrukce navíjeného válce umožňuje jeho rotaci kolem své osy. Zároveň také odvalování po vodících lištách pomocí válcového ložiskového domku. Navíjený válec snese zatížení vyvozené tíhou plně navinuté role papíru. Ložiska navíjeného válce jsou vyhovující pro provoz, ve kterém jsou použita. Výchozí trvanlivost ložisek je určena pomocí průměrného zatížení a otáček navíjeného válce v průběhu celého procesu navíjení.

Přítlačná ramena jsou vzájemně propojena pro zajištění souměrnosti chodu. Jsou opatřena mosaznými kroužky, aby nedošlo k poškození válcového ložiskového domku. Hodnota přítlačné síly na nosný válec byla zvolena po konzultaci s vedoucím práce. Výpočet potřebné síly v pneumatickém pístu regulace byl proveden pro 11 poloh navíjení papíru. Potřebný dodávaný tlak do pístu je zvolen podle maximální požadované síly. Byl vybrán vhodný pneumatický píst s příslušenstvím. Zdvih pístu je zvolen s ohledem na požadovaný průměr návinu a na potřebě odtlačení navíjeného válce od nosného válce. Snímání přesnosti navíjení papírové role je realizováno pomocí páru zvolených laserových senzorů. Čas potřebný k plnému navinutí role je přibližně 25 minut.

Brzdný mechanismus je součástí přítlačného ramene. Jeho čelist je vybavena brzdným materiálem s vysokým koeficientem tření. Tato čelist slouží k zabrzdění rotujícího navíjeného válce. Při brzdění čelist působí na brzdný kotouč umístěný na navíjeném válci. Brzdná síla je vyvozena silou v pneumatickém pístu, který je součástí brzdného mechanismu. Pro zabrzdění navíjeného válce v konečné poloze navíjení za určený čas je zvolen potřebný dodávaný tlak do pístu. Byl vybrán vhodný pneumatický píst společně s požadovaným příslušenstvím.

K práci je vytvořen sestavní výkres navíječky a navíjeného válce. Dále výrobní výkres válcového ložiskového domku. V bakalářské práci je úspěšně vyřešena daná problematika. Bylo také dosaženo požadovaného rozsahu práce.

## POUŽITÁ LITERATURA

- [1] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I: spojovací části strojů: návrh, výpočet, konstrukce*. Ostrava: Montanex, 2000. ISBN 80-7225-018-3.
- [2] HORYL, Petr. *Statika a dynamika [Horyl, 1988, záznam a]*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1988.
- [3] KOPÁČEK, Jaroslav a Miloslav ŽÁČEK. *Pneumatická zařízení strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 2003. ISBN 80-248-0442-5.
- [4] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [5] MORAVEC, Vladimír a Jiří HAVLÍK. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005. ISBN 80-248-0878-1.
- [6] NĚMČEK, Miloš. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: spoje*. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1782-8.
- [7] PODEŠVA, Jiří. *Kinematika: soubor přednášek [Podešva, 2001, záznam a]*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2001. ISBN 80-7078-880-1.
- [8] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard Gordon BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin HARTL, editor Miloš VLK, přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [9] FERRUM. Prodej hutního materiálu. *ferrum-mb.cz* [online]. [cit. 5. března 2016]. Dostupné z: <http://www.ferrum-mb.cz/ocelove-trubky/bezesve/>
- [10] FESTO. Pneumatické pohony. *festo.cz* [online]. [cit. 30. března 2016]. Dostupné z: [https://www.festo.com/cat/cs\\_cz/products\\_010000](https://www.festo.com/cat/cs_cz/products_010000)
- [11] MAZIVA PM. Průmyslové oleje. *maziva-pm.cz* [online]. [cit. 25. března 2016]. Dostupné z: <http://www.maziva-pm.cz./index.php?pg=product&id=173&col=7&par=25>
- [12] MICRO-EPSILON. Senzory. *micro-epsilon.cz* [online]. [cit. 20. dubna 2016]. Dostupné z: [http://www.micro-epsilon.cz/displacement-position-sensors/laser-sensor/optoNCDT\\_1700\\_basic/index.html](http://www.micro-epsilon.cz/displacement-position-sensors/laser-sensor/optoNCDT_1700_basic/index.html)
- [13] PAPCEL. Papírenské stroje. *papcel.cz* [online]. [cit. 2. března 2016]. Dostupné z: <http://www.papcel.cz/produkty-pripravna-latky-stroje/papirenske-stroje/stroje/navijec/>
- [14] PAPCEL. Válce pro papírenský průmysl. *papcel.cz* [online]. [cit. 5. března 2016]. Dostupné z: <http://www.papcel.cz/UserFiles/File/eshop/463/Valce.pdf>

- [15] SKF Group. Bearings SKF. *skf.com* [online]. [cit. 11. března 2016]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/product-tables/index.html>
- [16] SKF Group. Použití ložisek. *exvalos.cz* [online]. [cit. 24. března 2016]. Dostupné z: [http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni\\_katalog\\_SKF/6000\\_CS\\_00\\_06\\_Pouziti%20lozisek.pdf](http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_00_06_Pouziti%20lozisek.pdf)
- [17] SKF Group. Určení velikosti ložiska. *exvalos.cz* [online]. [cit. 24. března 2016]. Dostupné z: [http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni\\_katalog\\_SKF/6000\\_CS\\_00\\_03\\_Urceni % 20velikosti % 20loziska.pdf](http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_00_03_Urceni%20velikosti%20loziska.pdf)
- [18] BURIÁN, Miroslav. *Navíječka*. [fotografie]. Olšany: Olšanské papírny a.s, 2015.
- [19] *Inventor* [zkušební verze programu]. Ver. Professional 2016, © 2015 Autodesk, Inc.

## SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A:	Rozměry a parametry ložiska NU 1018 M
Příloha B:	Rozměry a parametry ložiska 6018
Příloha C:	Parametry pneumatického pístu DSBC-100-500-PPVA-N3
Příloha D:	Parametry kyvné příruby DAMT-V1-100-A
Příloha E:	Parametry kloubové hlavice GRSGS-M20x1,5
Příloha F:	Parametry pneumatického pístu DSNU-63-250-P-A
Příloha G:	Parametry kloubové hlavice GRSGS-M16x1,5

Sestavný výkres navíječky	BP-PRPV-00
Sestavný výkres navíjeného válce	BP-PRPV-03
Výrobní výkres válcového ložiskového domku	BP-PRPV-03.4

Kompletní bakalářská práce a výrobní dokumentace v daném rozsahu je v elektronické podobě uložena na CD.